

Modelagem termodinâmica do processo de secagem de plantas medicinais usando um secador solar

Valentin Silvera Diaz^a, Eduardo Gonçalves Reimbrecht^b

^aEstudante de graduação, Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, Brasil

^bProfessor orientador, Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, Brasil

Resumo

Nesse trabalho apresenta-se um modelo matemático como primeira aproximação para avaliar o desempenho de um secador solar indireto com coletor solar a vácuo e armazenamento de calor sensível com água. A modelagem parte do volume de controle dos principais componentes do sistema, coletor solar, reservatório térmico, trocador de calor e secador, aplicando balanço de massa e de energia em conjunto com os princípios de transferência de calor. As condições climáticas de teste tomam como base a cidade de Cascavel (Paraná, Brasil) e a resolução do modelo matemático foi auxiliada pelo programa EES. O secador representado é tipo bandeja com fluxo de ar paralelo e recirculação de ar de 85%. Para analisar o desempenho do sistema, foi criada uma carga modelo baseada nas referências encontradas na literatura de 80 kg de matéria úmida com teor de água inicial de 75% b.u e final de 10% b.u, para tempo de secagem de 4 h e 3 h com velocidade de ar de 0,7 m/s e 1,1 m/s respectivamente. Para analisar a influência climática, os cálculos foram feitos para os meses de janeiro, junho, julho e agosto, considerando assim situações favoráveis e desfavoráveis. Foi possível simular a variação da temperatura do reservatório ao longo do dia, assim como, a resposta do trocador a variação de temperatura de entrada dos fluidos e a influência climática, radiação e temperatura ambiente, na participação da energia solar no total de consumo energético da secagem.

Palavras-chaves:

secador solar, armazenamento de calor sensível, plantas medicinais, EES.

1. Introdução

A secagem é uma das operações de maior consumo energético nas indústrias de processo e alimentos [1]. Num processo de secagem, o objetivo é a remoção de umidade do material, portanto, necessita-se uma grande quantidade de energia para a evaporação da água.

O processo de secagem nas espécies de plantas medicinais é uma operação de fundamental importância porque o material seco apresenta maior estabilidade química, devido à interrupção dos processos metabólicos que ocorrem mesmo após a coleta do material [2]. Isso permite o armazenamento, conservação e comercialização das plantas medicinais e aromáticas, cada vez mais utilizadas pela indústria farmacêutica, de fitoterápicos e de cosméticos [3, 4]. Pelo crescente mercado, as plantas medicinais e seus derivados mostram-se uma alternativa rentável aos pequenos agricultores, dada a grande procura por esse tipo de produto [5]

Na secagem de plantas medicinais, os limites da temperatura do ar de secagem são determinados em função da sensibilidade dos princípios ativos da planta medicinal [6]. Assim é de se esperar que determinada faixa de temperatura de secagem propicie menores perdas de óleo essencial nos princípios ativos durante o processo [7]. Existe uma discussão enquanto ao limite máximo de temperatura, paradigma antigo defendido por alguns autores que recomendam que não se deve secar plantas medicinais com

temperatura acima 40 °C, mas o levantamento de diversos estudos realizado por Melo et al. [8] mostra que temperaturas entre 50 °C e 60 °C são mais adequadas para secagem de grande número de folhas de plantas medicinais, independentemente do método de secagem empregado. Temperaturas maiores reduzem o tempo de secagem, portanto, o custo energético mássico ou por quilograma de água removida diminui [9], impactando no preço final do produto.

Tradicionalmente a secagem tem sido realizada à sombra ou em secadores artesanais, mas a secagem de plantas medicinais utilizando secadores de maior eficiência pode ser considerada como uma das principais alternativas pensando-se em produções de extratos fitoterápicos em escala comercial, considerando o volume de produção necessário e o controle das variáveis do processo que interferem na qualidade final do produto e ou sub-produto [4]. Secadores mais elaborados levam ao uso de fontes de energia como combustível fóssil ou resistências elétrica, que no caso de secadores de pequeno ou médio porte, são geralmente de leito fixo tipo bandeja [10].

Por outro lado, nas áreas rurais do Brasil a distribuição de energia elétrica ainda carece de melhorias, especialmente no que tange à estabilidade do fornecimento, tensão nas redes, reposição do serviço quando há quedas provocadas por intempéries e qualidade das instalações elétricas prediais [11, 12]. Isto dificulta principalmente a instalação de equipamentos de potência

elevada, como são as resistências elétricas que alimentam os secadores.

Nesse contexto é que secadores solares com grau de desenvolvimento maior que permitem reduzir a participação do sistema auxiliar de aquecimento e manter a temperatura estável entre 50°C e 60°C durante a secagem toda, podem ser atrativos para aplicação de secagem de plantas medicinais em pequenos produtores ou cooperativas rurais.

Kumar et al. [13] analisou o estado da arte de distintas tecnologias de secadores solares, e sugeriu que, tecnologias de secagem de alimentos de baixo custo podem ser introduzidas em áreas rurais para reduzir a deterioração, melhorar a qualidade do produto e a higiene global de processamento. Prakash e Kumar [14] fizeram uma revisão abrangente sobre as tendências recentes e relataram que a convecção forçada de secadores solares é eficaz e mais controlável do que a circulação natural. Os autores destacam também que a energia solar pode ser efetivamente utilizada para secagem a baixa temperatura e há uma enorme demanda por secadores solares eficientes incorporados com meio de armazenamento de energia térmica.

Para enfrentar ou limitar o caráter intermitente da energia solar, analisado por Prakash e Kumar [14], o armazenamento térmico de energia é proposto como uma solução técnica e economicamente viável para alimentos e produtos agrícolas em geral por diversos pesquisadores [15, 16, 17]. Diferentes tipos de materiais como rocha, água, areia e granito, cera de parafina pura e mistura de alumínio com cera de parafina têm sido utilizados como materiais de armazenamento térmico em secadores solares por pesquisadores nas últimas décadas [16]. A maioria dos sistemas de armazenamento de calor sensível utilizam pedras e água [15, 16]. Para a maioria desses casos, a eficiência do secador solar pode ser melhorada quando o armazenamento de energia térmica é adicionado ao sistema de secagem.[15]

Fudholi et. al [18] realizaram um estudo tecno-econômico de 4 sistemas de secadores solares baseados em coletores solares de água e reservatório térmico para as condições climáticas da Malásia. Os sistemas comparados foram: (1) sistema híbrido fotovoltaico com bomba de calor, (2) sistema com bomba de calor química, (3) sistema com desumidificador e (4) sistema com trocador de calor. Segundo os autores, todos os sistemas avaliados apresentaram alto desempenho e temperatura de saída estável.

No presente estudo, realiza-se um modelo matemático como primeira aproximação para análise de desempenho de um secador solar indireto com armazenamento de calor sensível que visa utilizar componentes disponíveis comercialmente, como coletores solares de tubo de vácuo e reservatórios térmicos de água.

2. Desenvolvimento do modelo

Para representar a região oeste do Paraná, o modelo elaborado do sistema solar indireto com armazenamento de calor sensível que alimenta o secador de plantas medicinais mediante um trocador de calor será avaliado para as condições ambientais da cidade de Cascavel (Paraná, Brasil) localizada nas coordenadas

24°57'21''S e 53°27'18''O. Os dados de radiação, temperatura ambiente, e umidade relativa do ar, necessários para os cálculos, foram fornecidos pelo Sistema Meteorológico do Paraná (SIMEPAR).

Para avaliar a influência das condições climáticas no desempenho do sistema serão consideradas duas situações. A primeira para o mês de janeiro, como condição favorável de operação, e a segunda para os três meses com menor radiação do ano, junho, julho e agosto, como condição mais desfavorável.

Para auxiliar na modelagem, foi desenvolvida uma rotina no EES, que tem como entrada os dados climáticos, arranjo dos coletores, parâmetros de operação (vazão, temperatura de secagem, etc) e a geometria do reservatório e do trocador de calor. Para representar e/ou estimar o consumo de energia devido à secagem, e os parâmetros de operação do secador, é elaborada uma carga exemplo ou modelo, a qual é elaborada de acordo com valores encontrados na literatura.

2.1. Parâmetros de operação do sistema

2.1.1. Dados climáticos

Para a radiação utilizou-se o histórico de 2002-2013 da média horária, os dados foram processados, obtendo a média dos onze anos para cada hora do ano. Para a temperatura e umidade relativa do ar o período de dados é 2001-2010. Na figura 1 é apresentado a média horária mensal da radiação e temperatura dos meses a serem utilizados no modelo.

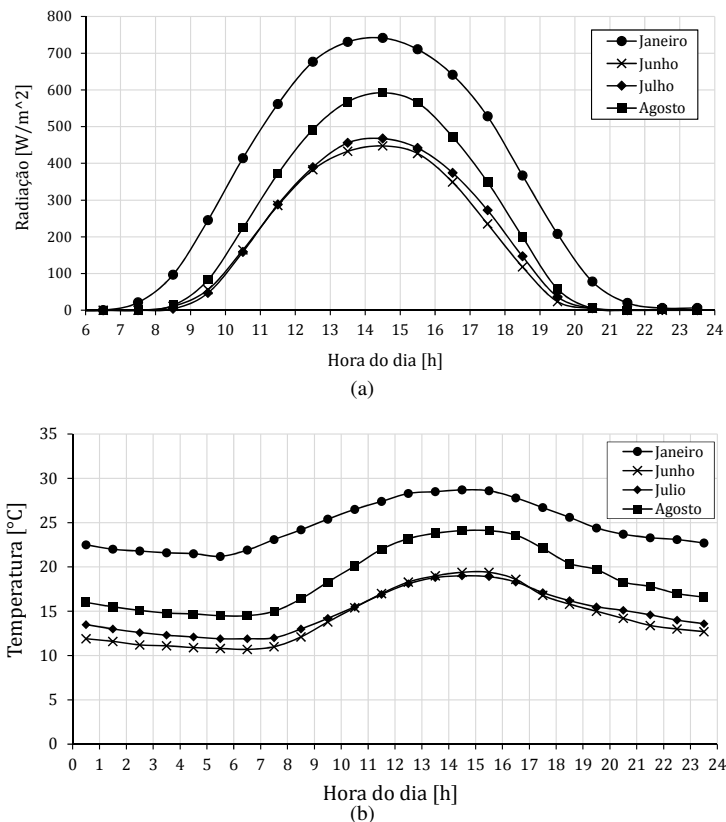


Figura 1: Condição meteorologia média horária mensal para os quatro meses a serem avaliados (a) radiação no plano horizontal, (b) temperatura ambiente

Tabela 1: Parâmetros de desenho para o secador solar

Sistema de aquecimento solar	Secador
Coletor solar tipo: tubo a vácuo área, $A_{col} = 5 \text{ m}^2$	Produto de secagem massa inicial = 80 kg umidade inicial = 75% (b.u) umidade final = 10% (b.u)
Arranjo quant. de coletores, $N_{col} = 4$ col. em paralelos = 2	Câmara de secagem tipo: bandeja com fluxo paralelo carrinhos: 2 bandejas por carrinho: 15 dim. bandejas = 1,2x0,8x0,05m área efetiva de secagem, $A_s = 29 \text{ m}^2$
Reservatório de água dimensões volume = 100 L diâmetro = 520 mm comprimento = 980 mm isolante material: poliuretano espessura = 50 mm	

O mês de junho, em média, tem uma radiação 58 % menor que o mês de janeiro, já o mês de julho é 56% menor que janeiro. Agosto é o mês que apresenta maior radiação dos três meses considerados como condição desfavorável sendo, 38% menor que janeiro.

Observou-se que a média horária mensal da umidade ambiente durante o período central do dia, período no qual funcionará o secador, não tem uma variação significativa. Então, optou-se por fixar os valores ao longo do dia, sendo 67%, 68%, 50% e 56% para os meses de janeiro, junho, julho e agosto respectivamente.

2.1.2. Parâmetros de desenho do secador solar

O arranjo do sistema foi previamente definido com base em um estudo preliminar. Na tabela 1 são apresentados os principais dados que são necessários para a modelagem.

O secador adotado é do tipo bandeja com fluxo paralelo com capacidade para dois carrinhos cada um com 15 bandejas separadas por 6 cm com carga total de 80 kg de material úmido. As dimensões físicas foram determinadas de acordo com modelos comerciais apresentados por Perry e Green [19]. Para diminuir o consumo de energia, o secador terá recirculação de ar de 85%, valor típico para esse tipo de secador [19]. As perdas para o ambiente foram fixadas em 12% e 8% para os meses de inverno e verão respectivamente [20]. Enquanto o secador encontra-se operando, considerou-se uma perda de 10% do total de energia que entra pelos coletores solares representado as perdas em tubulações e reservatório. Esse valor é o considerado para sistemas de aquecimento solar de água tradicional [21].

2.1.3. Condições de carga do secador

Dentre as várias espécies de plantas medicinais conhecidas no Brasil, foram levantadas da literatura algumas delas cujo tempo e temperatura de secagem fossem compatíveis para a secagem solar e assim pudessem embasar a base de cálculo do secador. Na tabela 2 é apresentado este levantamento.

Com base nesse levantamento, dois tempos de operação são considerados, $t_s = 3\text{h}$ e $t_s = 4\text{h}$, com temperatura de ar de secagem de $T_s = 65 \text{ }^\circ\text{C}$. A umidade inicial considerada é 75% b.u, valor

médio dos dados apresentados no gráfico da figura 2 e a umidade de fim de secagem considerada é 10% b.u, teor final máximo permitido para comercialização de várias plantas medicinais [22, 23]. A velocidade do sistema foi calculada previamente de tal forma que o balanço de energia e massa do secador permitam satisfazer o tempo de secagem estimado, levando em conta também a recirculação de ar de 85% já mencionada. As velocidades calculadas são $V_{ar} = 0,7 \text{ m/s}$ para $t_s = 4\text{h}$ e $V_{ar} = 1,1 \text{ m/s}$ para $t_s = 3\text{h}$, ambas dentro do utilizado por diversos pesquisadores (Tab. 2).

Visando o melhor aproveitamento possível do recurso solar, o secador permanecerá ligado no horário de maior radiação de cada mês. Para janeiro será de 13:00 h até 17:00 h para $t_s = 4\text{h}$ e de 13:00 h até 16:00 h para $t_s = 3\text{h}$. Para o restante dos meses o secador ligará 12:00 h até 16:00 h para $t_s = 4\text{h}$ e a partir das 12:00 h até 15:00 h para $t_s = 3\text{h}$.

A cinética de secagem considerada é de taxa de secagem constante já que o período de taxa de secagem constante predomina em matérias com alto teor de umidade inicial [34], como é caso das plantas medicinais. No gráfico da figura 2, que foi elaborado a partir do levantamento de vários estudos experimentais, fica indicado que considerar secagem linear como constante é uma boa aproximação para os fins desse trabalho.

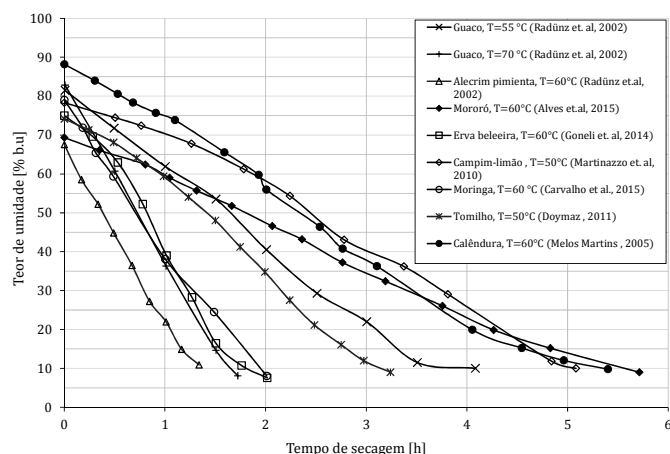


Figura 2: Secagem de várias plantas medicinais

3. Modelagem

Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle, indicados pelas linhas tracejadas no esquema da figura 3, aplicando balanço de energia e massa. Também é realizada análise de transferência de calor para o cálculo das perdas térmicas do reservatório e efetividade do trocador de calor.

3.1. Reservatório Térmico

Sob as hipóteses de entradas e saídas com escoamentos uniformes e que a energia potencial e cinética são desprezíveis, o balanço de taxa de energia para o reservatório térmico pode ser escrito [35]:

pressão de operação do sistema, a energia interna depende apenas da temperatura. Então, a regra da cadeia pode ser utilizada para reescrever o termo à esquerda da eq. (2)

$$\frac{dE_{res}}{dt} = \dot{m}_{res} cp \frac{dT}{dt} \quad (3)$$

Como o termo de pressão se anula pela hipótese de incompressibilidade da água, os termos de entalpia da equação 2 pode ser expresso como:

$$(h_3 - h_1) = cp (T_3 - T_1) \quad (4)$$

$$(h_5 - h_4) = cp (T_5 - T_4) \quad (5)$$

Durante o funcionamento do sistema pode-se considerar que a água é bem misturada quando o sistema esta operando, então a temperatura da água é uniforme com a posição no reservatório e varia apenas com tempo, $T = T(t)$, assim a temperatura na saída é igual à temperatura do líquido no tanque. Substituindo as equações 3, 4 e 5 na equação 2 obtém-se:

$$\dot{m}_{res} cp \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_p + \dot{m}_3 cp (T_3 - T) + \dot{m}_4 cp (T_5 - T) \quad (6)$$

em que T representa a temperatura uniforme da água no tempo t. Como os estados nas entradas e nas saídas não são constantes com o tempo, porque a entrada de energia do sistema é a radiação solar que varia durante o dia, uma solução analítica não é viável devido à complexa dependência entre os termos [21]. Para fins de engenharia, a solução numérica da equação 6 via método de integração de Euler implícita produz resultados satisfatórios [21]. Então, a solução da equação 6 pode ser escrita:

$$T_{res,[i+1]} = T_{[i]} + [\dot{Q}_{p,[i]} + \dot{m}_3 cp (T_3 - T_{res,[i+1]}) + \dot{m}_4 cp (T_{5,[i]} - T_{res,[i+1]})] \frac{\Delta t}{m_{res} cp} \quad (7)$$

onde Δt é o intervalo de tempo discreto, sendo discretizado em 5 min, totalizando 288 intervalos por dia.

3.2. Perdas térmicas no reservatório enquanto o secador não opera (\dot{Q}_p)

A resistência térmica total de um reservatório é definida pela combinação em série das resistências a convecção interna, a condução e a combinação de convecção e radiação externa. A taxa de transferência de calor do fluido no reservatório para o meio externo ocorre nas direções axial e radial. Portanto, a resistência de isolamento térmico do reservatório (R_{iso}) é determinada pela combinação das resistências axial (R_a) e radial (R_r) em paralelo [36]:

$$R_{iso} = \frac{R_r R_a}{R_r + R_a} \quad (8)$$

Na direção axial, o reservatório térmico cilíndrico possui geometria de parede plana, portanto:

$$R_a = \frac{e}{2 \pi k_{iso} r_{ext}^2} \quad (9)$$

Na direção radial:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \pi k_{iso} L_{ext}} \quad (10)$$

O cálculo do coeficiente externo do reservatório ($h_{ext,res}$) é feito usando a função *FC_Horizontal_cylinder* do EES. O coeficiente de radiação externo é calculado por:

$$h_{rad} = \sigma \epsilon (T_{ext,res} + T_{amb})(T_{ext,res}^2 + T_{amb}^2) \quad (11)$$

Como a convecção e a radiação atuam em paralelo na superfície do reservatório térmico, a resistência externa é definida por:

$$R_{ext,res} = \frac{1}{(h_{ext,res} + h_{rad}) A_{ext,res}} \quad (12)$$

onde a área externa da superfície do reservatório ($A_{ext,res}$) é dada pela somatório das áreas do cilindro.

A última das três resistências a ser calculada é a resistência interna. Para o cálculo, pode-se utilizar a correlação obtida por Savicki [37] a partir de simulação numérica que descreve o cálculo da resistência interna em reservatório térmico de geometria cilíndrica na posição horizontal:

$$R_{int,res} = [0,00261(R_{iso} + R_{ext}) + 0,0081163] [-0,0048 \Delta T + 1,1210] [0,079466 \tan[2,922037(T_{mod} - 1/2)] + 1,118018] (0,25/z_{int}) \quad (13)$$

$$0,4(z_{int}/r_{int,res})$$

A variação da temperatura interna ΔT é definida por Savicki [37] como:

$$\Delta T = T_{res,initial} - T_{res,t} \quad (14)$$

A adimensionalização da temperatura interna média (T_{mod}) é [37]:

$$T_{mod} = 1 - \frac{T_{res,t} - T_{amb}}{T_{res,initial} - T_{amb}} \quad (15)$$

Por último, a taxa de transferência de calor é:

$$\dot{Q}_p = \frac{T_{res} - T_{amb}}{R_{tot}} \quad (16)$$

onde R_{tot} é a soma das três resistências anteriormente mencionadas. Para os cálculos da resistência térmica de convecção e radiação combinadas, é necessária a temperatura de superfície do reservatório, que não é conhecida previamente, caindo em um processo iterativo que é resolvido pelo EES.

Como a temperatura interna varia ao longo do tempo, tornam-se necessários novos cálculos da resistência interna e externa e dos parâmetros que dependem destas resistências térmicas após o incremento de tempo estipulado (Δt).

3.3. Coletor Solar

A potência útil extraída do coletor solar é a energia de entrada primária (Q_{col}) do sistema empregado para aumentar a temperatura do fluido de trabalho que circula pelo absorvedor e pode ser expressa como:

$$\dot{Q}_{col} = \dot{m} cp (T_{in} - T_{out}) = \eta AI \quad (17)$$

sendo \dot{m} o fluxo mássico (kg/s) que circula pelo coletor, T_{in} e T_{out} as temperaturas de entrada e saída do coletor respectivamente, η é a eficiência, A superfície e por último I a irradiação total sobre a superfície do coletor em W/m^2 . A eficiência do coletor pode ser obtida mediante um modelo linear que utiliza a seguinte expressão [21]:

$$\eta = Fr(\tau\alpha) - Fr UL \frac{(T_m - T_{amb})}{I} \quad (18)$$

onde T_m é a temperatura média do fluido entre a entrada e saída do coletor, $Fr(\tau\alpha)$ é o rendimento ótico do coletor e $Fr UL$ o coeficiente de perdas térmicas. Estes dois últimos parâmetros são determinados experimentalmente mediante ensaio e, no Brasil, podem ser obtidos nas tabelas apresentadas pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO), encarregado de estabelecer as diretrizes e critérios para avaliar o desempenho dos coletores que, por sua vez, utiliza a norma ABNT NBR 15747-2 [38] como referência normativa para o procedimento do ensaio dos coletores. Para esse estudo, os valores adotados de $Fr(\tau\alpha)$ e $Fr UL$ são valores médios registrados na tabela do INMETRO para coletor solar a vácuo.

Como o arranjo dos coletores é uma combinação em série e em paralelo, a temperatura de entrada do segundo coletor da bateria é a temperatura de saída do primeiro coletor da bateria e a vazão total de entrada reparte-se entre as duas baterias. O arranjo paralelo-série permite que um determinado volume de água atinja uma maior temperatura em função do maior tempo de percurso dentro dos coletores, além de aumentar a vazão total do sistema de captação já que a vazão recomendada por coletor é limitada (para tubo a vácuo, da ordem de 6-6,5 L/min [38]).

Considerando que a vazão total distribue-se igualmente para cada bateria, todos os coletores trabalham com a mesma vazão e temperatura de saída já que a radiação considera-se uniforme.

Desta forma, combinando 17 e 18, as equações para o sistema de coletores são as seguintes:

$$\dot{m}_2 cp (T_2 - T_1) = \eta_1 AI \quad (19)$$

$$\eta_1 = Fr(\tau\alpha) - Fr UL \frac{((T_1 + T_2)/2 - T_{amb})}{I} \quad (20)$$

$$\dot{m}_2 cp (T_3 - T_2) = \eta_2 AI \quad (21)$$

$$\eta_2 = Fr(\tau\alpha) - Fr UL \frac{((T_3 + T_2)/2 - T_{amb})}{I} \quad (22)$$

sendo η_1 e η_2 as eficiências do primeiro e segundo coletor da bateria. Portanto, a energia total que entra no sistema é

$$Q_{solar} = \dot{m}_3 cp (T_3 - T_1) \quad (23)$$

Observando as equações 19 até 22, também ocorre um processo iterativo porque a temperatura dos coletores não é conhecida mas é necessária para calcular as eficiências dos mesmos.

3.4. Trocador de calor

O trocador modelado é do tipo aletado com escoamento cruzado e ambos lados não misturados. As características físicas são mostradas na figura 4.

O procedimento utilizado para calculo é o método da efetividade-NUT, ou método ε - NTU. A efetividade do trocador define-se como [36]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{max}} \quad (24)$$

sendo \dot{Q}_t a taxa real de calor trocada e \dot{Q}_{max} a taxa máxima possível de transferência de calor. A expressão geral de \dot{Q}_{max} é [36]:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{q,in} - T_{f,in}) \quad (25)$$

onde C_{min} é a menor taxa de capacidade calorífica entre o fluido quente e o fluido frio, $T_{q,in}$ é a temperatura de entrada do fluido quente, no caso a água, e $T_{f,in}$ é a temperatura de entrada do fluido frio, o ar. Conhecida a taxa real de transferência, a temperatura de saída do trocador da água e do ar pode ser calculada como:

$$T_5 = T_4 - \frac{\dot{Q}_t}{C_q} \quad (26)$$

$$T_{S3} = T_{S2} + \frac{\dot{Q}_t}{C_f} \quad (27)$$

Para qualquer trocador de calor, a efetividade depende unicamente do número de unidades de transferência (NUT) e da relação entre C_{min} e C_{max} [36], permitindo obter ε a partir destes três parâmetros. Para calcular a efetividade do tipo de trocador em questão é utilizada a respectiva função do EES. O NUT é um parâmetro adimensional, sendo definido como [36]:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (28)$$

O produto UA envolve o coeficiente global de transferência de calor (U), que é o inverso da resistência total entre a água e o ar:

$$UA = \frac{1}{R_{int,t} + R_{cond,t} + R_d + R_{out,t}} \quad (29)$$

onde $R_{int,t}$ é a resistência convectiva entre a água e a superfície interna do tubo, R_f é a resistência de deposição que ocorre na superfície interna do tubo, $R_{cond,t}$ é a resistência por condução através da parede do tubo e $R_{out,t}$ é a resistência entre o ar e a superfície das aletas e da superfície externa do tubo.

Na sequência, são apresentadas as expressões das resistências [39]:

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int} \pi D_{int} L_t} \quad (30)$$

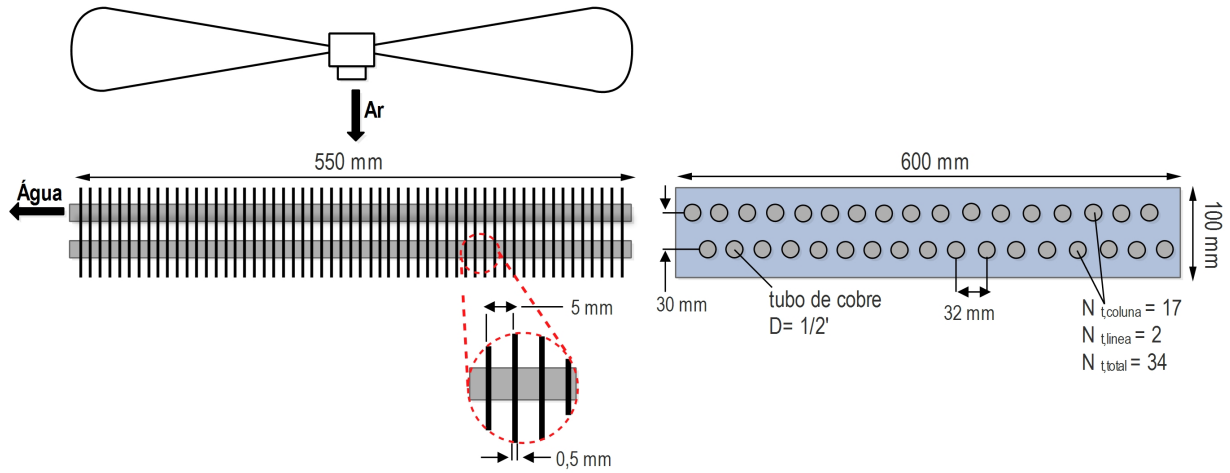


Figura 4: Características físicas do Trocador de Calor

$$R_f = \frac{R'_f}{\pi D_{int} L_t} \quad (31)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_t L_t} \quad (32)$$

$$R_{out} = \frac{1}{\eta_0 h_{out} A_{tot,out}} \quad (33)$$

O parâmetro R_f é o fator de deposição que é extraído da base de dado do EES. O h_{int} é o coeficiente de transferência de calor entre a água e a superfície interna dos tubos, que é determinado usando a função *Pipeflow* do EES. O coeficiente h_{out} é o coeficiente de transferência de calor esperado entre o ar e a superfície das aletas e dos tubos do trocador. Há duas formas de calcular h_{out} , a primeira modela a transferência de calor como fluxo externo sobre um cilindro ($h_{out,ext}$) e a segunda modela a transferência de calor como fluxo interno num canal retangular ($h_{out,duct}$). Nellis (2009), mediante um exemplo e para uma geometria específica, mostra que ambas modelagens produzem resultados aceitáveis em comparação com a correlação do trocador de calor compacta levantada experimentalmente. Portanto, neste trabalho aplicam-se ambas modelagens e se utiliza o valor médio. Neste caso, o cálculo de $h_{out,ext}$ e $h_{out,duct}$ é auxiliado pelas funções *External_Flow_Cylinder* e *DuctFlow* respectivamente, disponíveis no EES. A eficiência global do conjunto de aletas (η_0), calcula-se partindo da geometria das aletas (Fig. 4) e da eficiência de uma aleta isolada (η_a) sendo esta calculada pela função *eta_fin_annular_rect* do EES.

Com as formulas apresentadas pode ser calculada a condutância total UA e por consequência a efetividade do trocador que permite determinar a temperatura de saída do trocador do ar e da água, equações 27 e 26 respectivamente, completando assim o equacionamento do sistema.

3.5. Secador

Os modelos existentes para o secador tomam basicamente dois abordagem. A primeira abordagem estuda particularmente o comportamento do produto durante o processo representado pela cinética de secagem. Estes modelos calculam vários parâmetros tais como coeficiente de difusão, coeficientes de calor e massa e constantes de secagem [40]. A segunda abordagem estuda o comportamento geral do secador aplicando os conceitos de transferências de calor e massa. Por este método é possível calcular a temperatura e umidade de saída do ar da câmara de secagem, assim como, a eficiência e tempo de secagem estimado [40]. Neste trabalho, focamos na segunda abordagem.

Nessa linha, adotada-se o método de cálculo apresentado por Costa [20] para secadores convectivos tradicionais a ar quente. O método parte do balanço de energia e massa tendo como variáveis de entrada a quantidade de material a secar, umidade inicial, umidade final desejada, temperatura de secagem e umidade absoluta do ambiente (ω_{S1}). Então, aplicando balanço de energia e massa ao secador (Fig 3):

$$\dot{m}_{S1} + \dot{m}_{S5} = \dot{m}_{S3} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{S1}\omega_{S1} + \dot{m}_{S5}\omega_{S5} = \dot{m}_{S3}\omega_{S3} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{S1}h_{S1} + \dot{m}_{S5}h_{S5} = \dot{m}_{S2}h_{S2} \quad (36)$$

A umidade absoluta do ar na saída da câmara de secagem é:

$$\omega_{S5} = \omega_{S3} + A_s R_C / \dot{m}_{S3} \quad (37)$$

sendo A_s a área efetiva de secagem. Para o período de taxa constante, a velocidade de secagem é definida pela seguinte equação [41]:

$$R_c = h_s (T_{S4} - T_{wb,S4}) / \lambda_{ev} \quad (38)$$

onde λ_{ev} é o calor latente de vaporização da água a temperatura de bulbo úmido (T_{wb}). Para fins de estimativa, o coeficiente

convectivo de transferência de calor para o caso de fluxo de ar paralelo à superfície de secagem [41] pode ser calculado como:

$$h_s = 0,0204 G^{0,8} \quad (39)$$

onde G é o fluxo mássico de ar úmido em $kg/h m^2$.

A potência fornecida pelo sistema auxiliar para manter a entrada de temperatura constante ao secador ($T_{S4} = 65^\circ C$) é:

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{m}_{S3} (h_{S4} - h_{S2}) - \dot{Q}_t \quad (40)$$

Em consequência da equação anterior, a potência total fornecida ao secador pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{TOTAL} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_{aux} \quad (41)$$

A fração solar define-se como a razão entre a energia suprida pelo sistema de aquecimento solar (\dot{Q}_t) e a demanda de energia do secador, matematicamente:

$$FS = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{m}_{S3} (h_{S4} - h_{S2})} \quad (42)$$

3.6. Controlador

São definidos 3 expressões lógicas IF para representar o sistema de controle do secador e determinar, por exemplo, quando somente está ligada a bomba 2, ou quando, pelas condições de irradiação desfavoráveis ou baixa temperatura da água no reservatório, não é conveniente ligar o secador.

IF_1 - liga a bomba 2 dentro de um intervalo de tempo pré-definido. Isto permite que a bomba 2 funcione independente do secador, aquecendo a água no tanque no período da manhã, antes do início da secagem, e durante a tarde, após o fim da secagem. Também limita a temperatura da água no reservatório a $95^\circ C$ para evitar o ponto de ebulição.

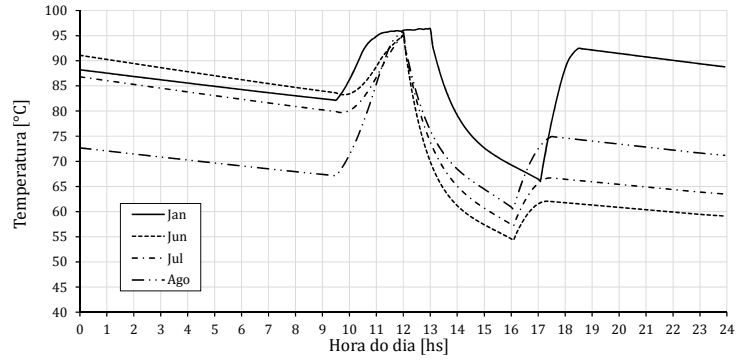
IF_2 - Essa expressão tenta determinar ou prever um dia com baixa radiação ao ponto de que não compense ligar o secador e assim evitar o uso excessivo do sistema auxiliar. A condição utilizada é de monitoriar a temperatura do reservatório a uma dada hora do dia, antes do início da secagem. Então, se a temperatura do reservatório é menor a $90^\circ C$ 15 minutos antes do início da secagem, é entendido que a radiação continuará baixa durante o dia todo. Dessa maneira, o programa entende que só B1 continuará ligada, água passando pelos coletores, e a B2 permanecerá desligada, mesmo sendo o horário pré-programada de secagem.

IF_3 - Pelas condições de temperatura alta do reservatório e irradiação baixa, a eficiência dos coletores pode ser muito baixa ou inclusive chegar ao ponto de que a água seja resfria em vez de aquecida (Eq. 18). Então, a bomba 2 vai ligar, não só se está dentro do horário programado e água está abaixo de $95^\circ C$ (IF_2), mas também se a eficiência dos coletores é maior que 5%.

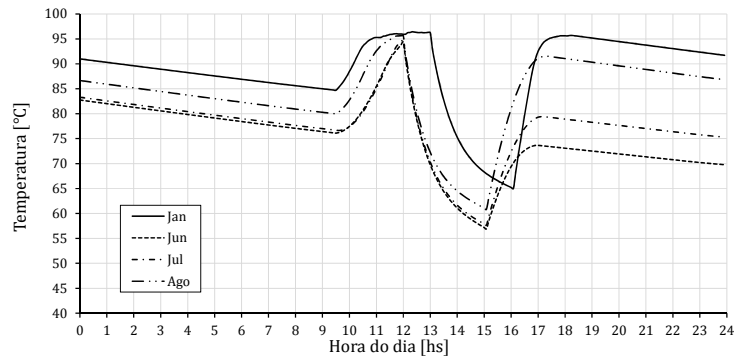
4. Resultados e discussões

Na figura 5 apresenta-se a média horária da temperatura da água no reservatório para os quatro meses e os dois tempos de secagem avaliados. Na madrugada, o sistema tem só perda de

energia por transferência de calor para o meio ambiente, a qual depende não só de T_{amb} mas também de T_{res} , por isso, como em janeiro a temperatura no reservatório é maior, a queda não é acentuada em comparação aos outros meses. A partir das 9:30 h água começa a circular pelos coletores (IF_1), aumentando T_{res} até $95^\circ C$, temperatura máxima *setpoint*. Em janeiro, pela radiação elevada, a temperatura aumenta mais rapidamente que os outros meses e por isso consegue se manter mais tempo na faixa de $95^\circ C$, observando-se uma meseta reta. Para o caso de $t_s=3h$ (Fig 5.b), a queda de temperatura no início da secagem é mais acentuada já que o aumento de vazão aumenta a demanda de energia necessária para aquecer o ar e melhora a transferência de calor no trocador.



(a)



(b)

Figura 5: Média horária mensal da temperatura da água no reservatório (a) para $t_s = 4h$, (b) para $t_s = 3h$

Na figura 6 é apresentada a sequência de três dias com maior radiação de cada mês para secagem de quatro horas. Esse gráfico permite observar particularidades não presentes no gráfico da média horária mensal (Fig. 5). No mês de janeiro, julho e agosto, o secador consegue operar os três dias. No segundo dia do mês de junho o secador não operou por se considerar dia de baixa radiação (IF_3). Isso permitiu que no início do terceiro dia a temperatura do reservatório esteja elevada, possibilitando o funcionamento do secador. Mesmo assim, a temperatura da água no reservatório terminou por baixo dos outros meses. Para os quatro meses, a FS decaiu ao longo da secagem em função da radiação, não sendo possível manter uma participação maioritária do sistema solar no consumo total de energia da secagem.

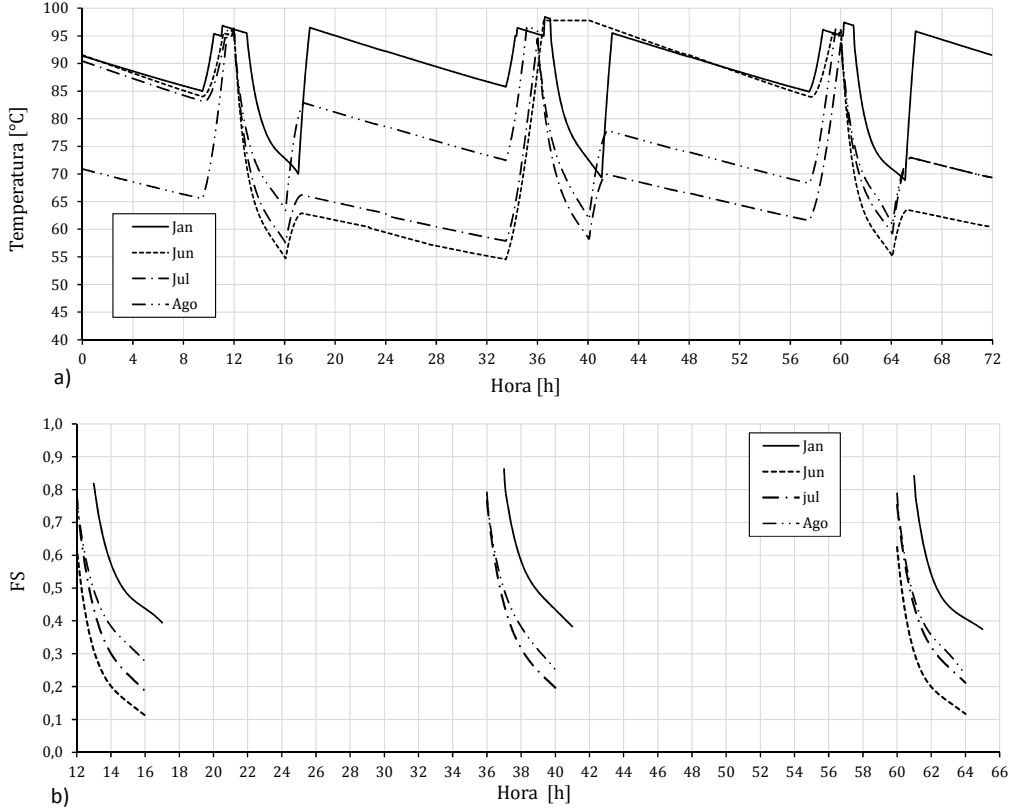


Figura 6: Comportamento do sistema para os três dias consecutivos de maior radiação de cada mês para $t_s = 4h$ (a) temperatura da água no reservatório (b) fração solar

Nas tabelas 3 e 4 são apresentados os valores médio e o respectivo desvio padrão para cada hora de secagem, da temperatura do reservatório, de eficiência dos coletores e do balanço de energia para o secador solar. Como se observa, a energia solar que entra no sistema é menor que a energia trocada para o ar do secador, por consequência, a temperatura no reservatório decai ao longo da secagem. Como a taxa de transferência de calor do trocador depende da magnitude da diferença de temperatura ente os dois fluidos (Eq.25), e devido ao fato de que \dot{Q}_{solar} é menor que \dot{Q}_t a temperatura no reservatório cai, diminuindo a capacidade de troca de calor do equipamento. Com isso, aumenta a potência fornecida pelo sistema auxiliar, necessária para manter a temperatura de ingresso na câmara de secagem fixa.

Como mostrado nas tabelas 3 e 4, o número de dias estimados sem operação diminui para tempo de secagem de três horas, dado que, aumenta o tempo que o sistema solar esta sem carga e com água passando pelo coletores, ainda com boa radiação solar incidindo. Comparando a fração solar para $t_s = 4h$ e $t_s = 3h$ observa-se que para $t_s = 3h$ a FS é menor, em torno de 25% a 35%. Isto porque reduzir o tempo de secagem para uma mesma carga leva ao aumento de potência exigida, e como Q_{solar} é o mesmo posto que não alterou-se nenhuma das características do sistema de captação de energia, a FS diminui.

Pela condição da carga, o arranjo em questão não mostra um bom despenho com o objetivo de reduzir o caráter intermitente da energia solar e participação da fonte de calor auxiliar. Isto se reflete na queda rápida da FS mostrada pela figura 6(b). Num posterior trabalho de otimização, diminuir a quantidade de ma-

Tabela 3: Resultados para $t_s = 4h$ e $V_{Ar,s} = 0,7m/s$

		t = 1 h	t = 2 h	t = 3 h	t = 4 h
Janeiro, dias sem operação = 0					
T_{res}	[°C]	86,6±5,1	75,7±2,6	71,0±2,4	68,0±2,6
η		0,49±0,02	0,53±0,01	0,53±0,01	0,52±0,01
\dot{Q}_{solar}	[W]	7332±1049	7893±1054	7409±110	6791±1228
\dot{Q}_t	[W]	13799±1746	9720±878	8158±812	7179±892
\dot{Q}_{aux}	[W]	6832±1742	10581±876	11823±816	13285±901
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	20631±1744	20301±877	19981±814	20461±897
FS		0,66±0,08	0,48±0,04	0,40±0,04	0,35±0,04
Junho, dias sem operação = 16					
T_{res}	[°C]	81,2±7,59	65,2±2,84	59,2±1,6	56,1±1,3
η		0,37±0,04	0,45±0,01	0,47±0,02	0,44±0,02
\dot{Q}_{solar}	[W]	3306±706	4213±565	4097±575	3221±579
\dot{Q}_t	[W]	14526±3229	7814±1154	5426±641	4189±544
\dot{Q}_{aux}	[W]	18791±3204	25435±1143	27827±651	29180±583
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	33317±3216	33259±1148	33253±646	33369±563
FS		0,43±0,09	0,23±0,03	0,16±0,02	0,12±0,02
Julho, dias sem operação = 14					
T_{res}	[°C]	83,5±6,6	69,2±2,9	62,8±1,9	59,2±1,7
η		0,37±0,04	0,44±0,02	0,45±0,02	0,44±0,02
\dot{Q}_{solar}	[W]	3496±834	4199±701	4096±635	3337±598
\dot{Q}_t	[W]	12742±2179	7817±977	5692±653	4484±575
\dot{Q}_{aux}	[W]	8823±2165	13723±975	15858±659	17130±590
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	21565±2172	21530±976	21550±656	21615±582
FS		0,59±0,10	0,36±0,04	0,26±0,03	0,20±0,03
Agosto, dias sem operação = 2					
T_{res}	[°C]	84,8±5,77	72,0±2,59	66,3±1,8	62,7±1,9
η		0,43±0,03	0,48±0,01	0,49±0,02	0,46±0,03
\dot{Q}_{solar}	[W]	5015±786	5789±667	5576±763	4504±821
\dot{Q}_t	[W]	13189±2008	8758±879	6863±633	5651±648
\dot{Q}_{aux}	[W]	8375±1994	12781±877	14687±639	15963±663
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	21564±2001	21539±878	21550±636	21614±656
FS		0,61±0,09	0,40±0,04	0,31±0,02	0,26±0,02

Tabela 4: Resultados para $t_s = 3h$ e $V_{Ar,s} = 1, 1m/s$

		t = 1 h	t = 2 h	t = 3 h
Janeiro, dias sem operação = 0				
T_{res}	[°C]	84,5±6,2	71,5±2,6	66,7±2,1
η		0,50±0,02	0,54±0,01	0,54±0,00
\dot{Q}_{solar}	[W]	7287±1126	7995±1031	7802±1093
\dot{Q}_t	[W]	15888±2661	10406±1095	8446,±878
\dot{Q}_{aux}	[W]	15969±2654	21426±1091	23401±885
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	31857±2657	31833±1093	31848±881
FS		0,49±0,08	0,32±0,03	0,26±0,02
Junho, dias sem operação = 15				
T_{res}	[°C]	80,8±7,3	65,1±2,8	59,1±1,6
η		0,37±0,04	0,44±0,03	0,45±0,04
\dot{Q}_{solar}	[W]	3474±730	4197±611	3974±667
\dot{Q}_t	[W]	14333±3137	7772±1148	5369±666
\dot{Q}_{aux}	[W]	18978±3112	25473±1137	27876±676
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	33311±3125	33246±1142	33246±671
FS		0,44±0,09	0,25±0,10	0,19±0,11
Julho, dias sem operação = 11				
T_{res}	[°C]	81,3±7,31	65,6±2,7	59,7±1,5
η		0,39±0,04	0,46±0,01	0,47±0,01
\dot{Q}_{solar}	[W]	3733±766	4480±576	4321±536
\dot{Q}_t	[W]	14531±3113	8000±1129	5622±625
\dot{Q}_{aux}	[W]	18749±3091	25237±1125	27629±635
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	33281±3102	33238±1127	33252±630
FS		0,43±0,09	0,24±0,03	0,16±0,01
Agosto, dias sem operação = 1				
T_{res}	[°C]	82,5±6,9	68,0±2,6	62,7±1,7
η		0,44±0,03	0,50±0,01	0,51±0,01
\dot{Q}_{solar}	[W]	5108±925	6020±721	5847±720
\dot{Q}_t	[W]	15037±2954	8973±1075	6836±693
\dot{Q}_{aux}	[W]	17648±2977	23665±1227	25805±950
\dot{Q}_{TOTAL}	[W]	32685±2965	32638±1151	32642±821
FS		0,46±0,09	0,27±0,03	0,20±0,02

terial a secar ou aumentar o número de coletores em conjunto com o volume do reservatório devem ser avaliados.

O consumo de energia médio por quilograma de água evaporado foi de 6220 kJ/kg, valor próximo ao descrito por Melo et. al [9] que verifica um consumo médio de 7256 kJ/kg de água removida para o guaco utilizando temperatura de ar de 55 °C e secador a GLP com fluxo ascendente.

5. Conclusões

O modelo demonstrou um desempenho satisfatório quando comparado aos resultados encontrados na bibliografia, tornando possível a análise de distintas modificações. Ou seja, o principal objetivo foi atingido quando o modelo permite analisar o efeito causado por modificações de dados de projeto ou condições climáticas.

Para reservatórios de volumes grandes a hipótese de não estratificação já não é mais válida, desta forma, outro modelo que leve em conta essa complexidade deve ser adotado.

Para os meses desfavoráveis fica confirmada a necessidade de uma fonte auxiliar de energia para efetivo processo de secagem.

O modelo apresentado pode auxiliar no desenvolvimento e otimização desse tipo de sistemas.

Referências

- [1] H. Feng, Y. Yin, J. Tang, Microwave drying of food and agricultural materials: basics heat and mass transfer modeling, *Food Engineering Reviews* 4 (2) (2012) 89–106.
- [2] F. A. Pimentel, Influência da temperatura de secagem sobre o rendimento e a composição química do óleo essencial de *tanaecium nocturnum*, *Química Nova* 31 (3) (2008) 523–526.
- [3] H. Lorenzi, F. Matos, *Plantas medicinais no Brasil: nativas e exóticas*, Plantarum, 2008.
- [4] A. Goneli, A. Nasu, R. Gancedo, W. Araújo, K. Sarath, Cinética de secagem de folhas de erva baleeira (*cordia verbenacea* dc.), *Revista Brasileira de Plantas Medicinais* 16 (2, supl. 1) (2014) 434–443. doi: 10.1590/1983-084X/13.041.
- [5] C. Corrêa Jr., *Cultivo agroecológico de plantas medicinais, aromáticas e condimentares*, Ministério de Desenvolvimento Agrário, Brasília, 2006.
- [6] A. P. Martinazzo, Secagem, armazenamento e qualidade de folhas de *cymbopogon citratus* (dc) stapf, Tese (doutorado em engenharia agrícola), Universidade Federal de Visconde (2006).
- [7] A. Borsato, L. Doni-Filho, D. Ahrens, Secagem da camomila [*chamomilla recutita* (L.) rauschert] com cinco temperaturas do ar, *Revista Brasileira de Plantas Medicinais* 7 (2) (2005) 77–85.
- [8] E. de Castro Melo, L. L. Radünz, R. C. de Alvarenga, Influência do processo de secagem na qualidade de plantas medicinais, *Engenharia na Agricultura* 12 (4) (2004) 307–315.
- [9] E. d. C. Melo, L. L. Randuz, P. A. Berbert, Secador a gás para plantas medicinais e aromáticas, *Proceedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural*.
- [10] A. S. Mujumdar, *Handbook of industrial drying*, 4th Edition, CRC Press, 2014.
- [11] E. v. P. Luis Carlos Zucatto, Tania Nunes da Silva, Geração distribuída de energia elétrica e a contribuição para a eletrificação rural: o caso das cooperativas de eletrificação rural gaúchas, in: X Congresso sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural, 2015.
- [12] A. J. Silva, F. C. Munhoz, P. B. Correia, Qualidade na utilização de energia elétrica no setor rural: problemas, legislação e alternativas, *Proceedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural*.
- [13] M. Kumar, S. R. O. Prakash, Ashutosh, Review on global solar drying status, *Agric Eng Int: CIGR Journal* 16 (4) (2014) 161–177.
- [14] O. Prakash, A. Kumer, Historical review and recent trends in solar drying systems, *International Journal of Green Energy* (10) (2013) 690–738.
- [15] L. Bennamoun, Improving solar dryers' performances using design and thermal heat storage, *Food Engineering* 2 (5) (2013) 230–248. doi: 10.1007/s12393-013-9073-4.
- [16] A. Agrawal, R. Sarviya, A review of research and development work on solar dryers with heat storage, *International Journal of Sustainable Energy* 35 (6) (2016) 583–605.
- [17] L. M. Bal, S. Satya, S. Naik, Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 2298–2314. doi:10.1016/j.rser.2010.04.014.
- [18] A. Fudholi, K. Sopian, M. Gabbasa, B. Bakhtyar, M. Yahya, M. H. Ruslan, S. Ma, Techno-economic of solar drying systems with water based solar collectors in malaysia: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015) 809–820. doi:10.1016/j.rser.2015.06.059.
- [19] R. Perry, D. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8th Edition, McGraw-Hill, 2008.
- [20] E. C. da Costa, *Secagem Industrial*, Blucher, São Pablo, 2007.
- [21] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th Edition, John Wiley e Sons, Inc., New Jersey, 2013.
- [22] L. Banchemo, S. Carballo, J. Telesca, *Manual de secado solar de especies medicinales y aromáticas para predios familiares*, INIA, Montevideo, 2008.
- [23] J. Müller, A. Heindl, *Drying of medicinal plants*, Springer, 2006.
- [24] L. L. Radünz, E. C. Melo, P. M. Martinz, R. H. Santos, R. R. Santos, M. C. Machado, Secagem de alecrim pimenta (*lippia sidoides* cham.) em secador de leito fixo, *Revista Brasileira de Plantas Medicinais* 5 (1) (2002) 79–82.
- [25] P. M. Martins, Influência de parâmetros de secagem e armazenamento sobre princípios ativos de interesse de duas espécies medicinais: Guaco (*mikania glomerata* spreng.) e calêndula (*calendula officinalis* L.), Tese (doutorado em produção vegetal), Universidade Estadual do Norte Fluminense (2005).

- [26] M. de Oliveira Prates, T. de Assunção Pizzolo, E. de Castro Melo, R. P. Rocha, V. N. Nicácio, Controle da temperatura e velocidade do ar de secagem em um secador de plantas medicinais, *Engenharia na Agricultura* 18 (2) (2011) 101–111.
- [27] P. Martins, E. Melo, L. Barbosa, R. Santos, M. Machado, Influência da temperatura e velocidade do ar de secagem no teor e composição química do Óleo essencial de capim-limão, in: *I Latin-American Symposium on the Production of Medicinal, Aromatic and Condiments Plants* 569, 2000, pp. 155–160.
- [28] L. L. Radünz, A. d. Amaral, A. J. Mossi, E. d. C. Melo, R. P. Rocha, Avaliação da cinética de secagem de carqueja, *Engenharia na agricultura* 19 (1) (2011) 19–27.
- [29] L. L. Radünz, E. C. Melo, R. P. Roha, R. H. Santos, Secagem de guaco (*mikania glomerata sprengel*) em secador de bnadejas, in: *XXXI Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola*, Salvador, 2002.
- [30] L. L. Randüz, Efeito da temperatura do ar de secagem no teor e na composição dos Óleos essenciais de guaco (*mikania glomerata sprengel*) e hortelã-comun (*mentha x villosa huds*), Tese (doutorado em engenharia agrícola), Universidade Federal de Viçosa (2004).
- [31] J. J. Alves Martins, F. Cordeiro de Sousa, A. P. Trindade Rocha, J. Nobre Martins, J. Palmeira Gomes, Estudo da cinética de secagem de folhas de bauhínia cheilantha (*bong.*) steud.(mororó), *Revista Cubana de Plantas Medicinales* 20 (4) (2015) 397–408.
- [32] Y. Carvalho, B. Silva, M. Souza, L. Andeade, G. Silva, Cinética de secagem das folhas de moringa oleífera lam, *Blucher Chemical Engineering Proceedings* 2 (1) (2015) 1739–1747.
- [33] I. Doymaz, Drying of thyme (*thymus vulgaris* L.) and selection of a suitable thin-layer drying model, *Journal of Food Processing and Preservation* 35 (4) (2011) 458–465. doi:10.1111/j.1745-4549.2010.00488.x.
- [34] C. Hii, A. Jangam, S. Ong, A. Mujumdar (Eds.), *Solar Drying: Fundamentals, Applications and Innovations*, Elsevier, 2012.
- [35] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner, M. Bailey, *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*, 5th Edition, John Wiley e Sons, Inc., 2009.
- [36] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. Dewitt, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 7th Edition, LTC, 2014.
- [37] S. D. V. H. K. A. Análise tridimensional e investigação do comportamento térmico e hidrodinâmico de reservatórios cilíndricos térmicos, Tese (doutorado em engenharia mecânica), Escola de Engenharia da Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre (2007).
- [38] Abnt nbr 15747-2 sistemas solares térmicos e seus componentes - coletores solares (2009).
- [39] G. Nellis, S. Klein, *Heat Transfer*, Cambridge University Press, 2009.
- [40] L. Bennamoun, An overview on application of exergy and energy for determination of solar drying efficiency, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (7) (2011) 3371–3379. doi:10.5923/j.ijee.20120205.01.
- [41] C. E. O. Alzate, *Procesamiento de Alimentos*, Universidad Nacional de Colombia, 2003.