

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE UM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA PARA  
FORNECIMENTO DE AR AQUECIDO A UM SECADOR DE FRUTAS

por

Eduardo Augusto Westerich

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2015

DIMENSIONAMENTO PRELIMINAR DE UM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA PARA  
FORNECIMENTO DE AR AQUECIDO A UM SECADOR DE FRUTAS

por

Eduardo Augusto Westerich

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Eng. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dra. Eng. Letícia Jenisch Rodrigues

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Volnei Borges

Prof. Dr. Eng. Francis Henrique Ramos França

Prof. Dra. Eng. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, junho de 2015.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, aos meus pais, Valdecir Pedro Westerich e Fátima Maria Dalla Vecchia Westerich, e a minha irmã Laura Cristina Westerich pelo apoio e incentivo dado ao longo de todo o curso.

A minha orientadora Letícia Jenisch Rodrigues pelo tempo dispensado e pela orientação dada, sem a qual não seria possível a elaboração deste trabalho.

Aos responsáveis pela Quinta da Estância, Rafael Sittoni Goelzer e Lucídio Goelzer, pelo espaço cedido para a instalação do coletor solar e pelo apoio fornecido para todas as fases, desde a construção até os ensaios realizados no coletor solar.

Aos professores que tive ao longo da graduação, por terem passado seu conhecimento e partilhado suas experiências. O conhecimento e maturidade adquiridos, fruto desta convivência, foi muito importante para que eu chegasse até este ponto.

Ao mestrando Paulo Buffon e ao graduando Diogo Eugênio, do Laboratório de Ensaios Térmicos e Aerodinâmicos (LETA), pela disponibilização do circuito construído em Arduino para medição da velocidade do vento.

A ABS Telemetria, pelo desenvolvimento e suporte na utilização do Data Logger usado na medição das temperaturas e radiação solar.

Finalmente, mas não menos importante, aos amigos e colegas pelos bons momentos que passamos juntos e pelas boas conversas e discussões que tivemos.

WESTERICH, E.A **Dimensionamento preliminar de um coletor solar de placa plana para fornecimento de ar aquecido a um secador de frutas**. 2015. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal dimensionar o coletor solar para avaliar a sua temperatura máxima na saída, com intuito de aperfeiçoar o processo de secagem de frutas. Em ensaios realizados ao ar livre, em condições reais de operação, as temperaturas do ambiente, da placa absorvedora, da entrada e da saída do coletor foram medidas periodicamente através da utilização de sensores termopares. Também foi medida a radiação solar, através da utilização de um piranômetro, para o cálculo da energia transferida para o ar, de forma experimental, e os resultados foram comparados com modelo proposto na literatura. A velocidade do escoamento no interior do coletor limitou o aumento da temperatura de saída. Os valores experimentais da energia transferida para o ar ficaram próximos dos calculados através do modelo proposto na literatura.

**PALAVRAS-CHAVE:** coletor solar de placa plana, secador de frutas, dimensionamento do coletor solar.

WESTERICH, E.A **Preliminary design of a solar flat plate collector to provide heated air to a fruit dryer**. 2015. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Ano.

## ABSTRACT

The main target of this work is to design the collector to evaluate its maximum outlet temperature, aiming to improve the process of drying fruits. In outdoor tests performed, with real operating conditions, the temperatures of ambient, absorber plate, inlet and outlet of the collector were measured periodically using thermocouple sensors. Solar radiation was also measured, using a pyranometer, to evaluate the energy transferred to air, experimentally, and the results were compared with a model purposed in literature. Flow's velocity in the interior of the collector limited the increase of the outlet temperature. The experimental values of energy transferred to air stayed close to that calculated with the model purposed in literature.

**KEYWORDS:** solar flat plate collector, fruits dryer, solar collector design.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
5. CASO DE ESTUDO	8
6. METODOLOGIA	8
7. RESULTADOS	10
8. CONCLUSÕES	13
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
Anexo I	15

## 1. INTRODUÇÃO

A obtenção, armazenamento e manipulação de energia é tópico para diversos estudos por se tratar de uma fórmula diretamente relacionada com a otimização de processos, redução de custos na produção e qualidade de vida. Na atual conjuntura, onde há dificuldades na manutenção das matrizes energéticas vigentes, devido, principalmente, a mudanças ambientais e climáticas, outras formas de energia, renováveis, estão recebendo importância e investimentos. Entre elas, está a energia solar.

Assim como a energia, a produção de alimentos também tem sido foco de diversos estudos, na medida que a população mundial está aumentando e os espaços para cultivo de alimentos estão ficando cada vez mais restritos. Alternativas para o aumento no rendimento no cultivo e o aumento da validade dos produtos, para que continuem em boas condições para consumo, são os objetivos mais almejados neste sentido. O custo das soluções encontradas, muitas vezes é o que impede que sejam implementadas por pequenos produtores rurais.

Neste sentido, os coletores solares de placa plana se apresentam como uma alternativa interessante. Eles são trocadores de calor especiais que apresentam algumas diferenças se comparados com trocadores de calor convencionais. Trocadores convencionais normalmente estão associados com transferência de calor entre dois fluidos e apresentam altas taxas de troca de calor. No coletor solar, a energia é transferida de uma fonte de energia radiante distante para o fluido de trabalho. Coletores de placa plana são dimensionados para trabalhar em temperaturas moderadas (até perto de 120°C), utilizam radiação direta e difusa, não requerem automação para acompanhar o sol e possuem baixo custo de manutenção [Duffie e Beckman, 2013].

Pequenas propriedades rurais produtoras de frutas apresentam perdas na produção por comercializarem frutas com aparência debilitada, ainda que a sua qualidade esteja ótima para o consumo. A utilização de um secador solar para desidratar estas frutas diminui o desperdício, além de agregar valor a um produto que antes seria descartado. O que antes seria desperdiçado, agora se apresenta como uma nova fonte de recurso para o pequeno produtor. A utilização de um dispositivo de baixo custo e que utiliza energia limpa como base de funcionamento deixa o processo interessante para quem o utiliza. Como as frutas, no geral, necessitam de uma temperatura entre 60°C e 70°C para serem secas sem que suas propriedades nutricionais sejam alteradas ou que haja proliferação de microrganismos indesejados [Celestino, 2010], é adequada a utilização do secador para esta finalidade.

O coletor em questão, tal qual um coletor de placa plana típico, é constituído de uma caixa de madeira, uma placa de metal preta (absorvedor) e uma camada de vidro como cobertura. O ar é conduzido através do canal formado entre a placa absorvedora e a caixa de madeira. Este fluxo faz com que a energia da placa absorvedora passe para o ar através de convecção e então para as frutas no secador solar. O coletor foi instalado na Fazenda Quinta da Estância, que incentiva o desenvolvimento de pesquisas científicas e possui relação com o Laboratório de Ensaios Térmicos e Aerodinâmicos (LETA) para que os alunos apliquem seus conhecimentos na prática.

Para a secagem de frutas, a temperatura de saída do ar aquecido no coletor tem que estar em uma faixa restrita (60°C a 70°C), para propiciar secagem adequada das frutas e evitar a proliferação de fungos e bactérias. Com temperatura superior a 70°C ocorre o escurecimento não enzimático que acarreta em perdas nutricionais da fruta [Celestino, 2010], que também não é desejado. Para atingir as temperaturas desejadas, a seleção dos materiais, o correto posicionamento geográfico e o controle do fluxo de ar pelo coletor devem ser alinhados de forma com que a máxima energia do sol seja absorvida.

Cada tipo de fruta necessita de uma quantidade ideal de energia por grama da fruta, em mW/g, para secagem adequada. Portanto, conhecer a quantidade de energia transferida para o ar é um quesito importante para avaliar a capacidade de secagem do secador de frutas. Neste trabalho, a energia transferida para o ar será calculada de forma experimental e comparada com valores encontrados na literatura. O coletor será dimensionado para dias de inverno, onde as temperaturas são menores. Atendendo a esta condição, poderá operar durante todo o ano

durante dias ensolarados. O fluxo de ar será forçado pela ação de pequenos ventiladores movidos por baterias alimentadas por painéis solares. Para avaliação do coletor solar, serão medidas algumas variáveis do ambiente onde o coletor está instalado, como: velocidade do vento, radiação solar e temperatura ambiente; além de variáveis associadas ao coletor solar, como: temperaturas internas e velocidade do escoamento do fluido de trabalho.

## 2. OBJETIVOS

O objetivo principal deste estudo é dimensionar o coletor solar para avaliar a sua temperatura máxima na saída, com intuito de aperfeiçoar o processo de secagem de frutas. Além disso, como meta, está o cálculo da energia transferida para o fluido de trabalho, ar, de maneira experimental, de forma que possa ser comparada com os valores obtidos na literatura e os dados utilizados para um correto dimensionamento do secador de frutas.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um coletor solar é um trocador de calor especial que transforma energia solar radiante em calor. Coletores solares de placa plana são desenvolvidos para trabalhar em temperaturas de até 100°C acima da temperatura ambiente. Eles usam tanto a radiação solar direta, como a difusa, não necessitam acompanhar a posição solar e exigem pouca manutenção. As partes típicas de um coletor solar de placa plana, e as mais importantes, são: uma superfície absorvedora de energia solar, geralmente na cor preta, responsável por transferir a energia absorvida para um fluido (absorvedor); uma cobertura, com material de alta transmissividade, sobre o absorvedor, que reduz as perdas por convecção e radiação para a atmosfera; e uma caixa externa de material isolante para impedir perdas por condução. Normalmente são instalados em posição estacionária, com orientação otimizada para um local específico para operar em uma determinada faixa do ano [Duffie e Beckman, 2013].

Segundo Kalogirou, 2004, quando a radiação solar passa através de uma superfície transparente e incide em uma superfície negra absorvedora de energia solar, uma grande porção desta energia é absorvida pela própria superfície e depois transferida para o fluido para ser utilizado ou armazenado.

O estudo conduzido por Ghasemi *et al.*, 2013, em coletores solares de placa plana para aquecimento de ar, apresenta relações da temperatura,  $T$ , ao longo do coletor, com a variação dos parâmetros comprimento,  $x$ , vazão mássica,  $\dot{m}$ , e largura,  $W$ . Os resultados podem ser observados na Figura 3.1.

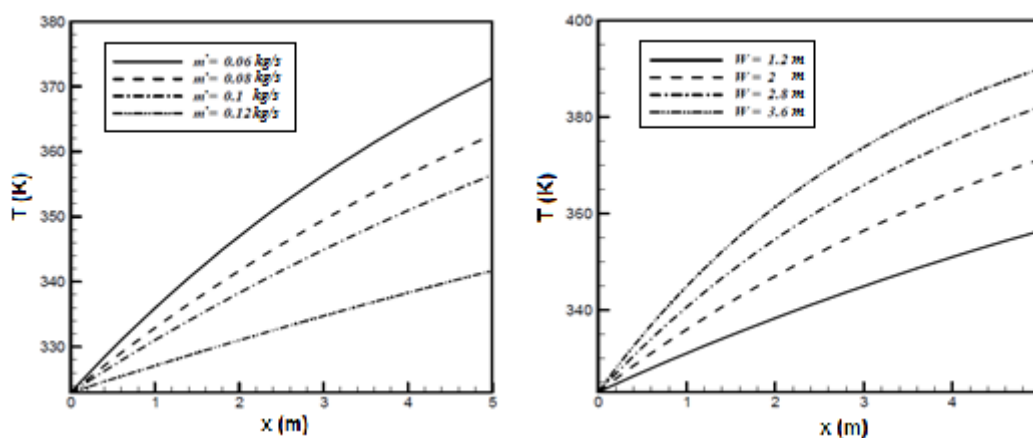


Figura 3.1 – Efeito da largura do coletor e da vazão mássica do escoamento na temperatura do fluido ao longo do comprimento. Fonte: Ghasemi *et al.*, 2013.

O estudo apresentado por Sandhu e Siddiqui, 2014, realizado em um coletor solar de placa plana, mostra que a temperatura dentro do coletor varia ao longo do comprimento  $L$  e da altura do canal de escoamento do fluido, mas se mantém praticamente constante ao longo da largura do mesmo. A Figura 3.2 ilustra o resultado do estudo.

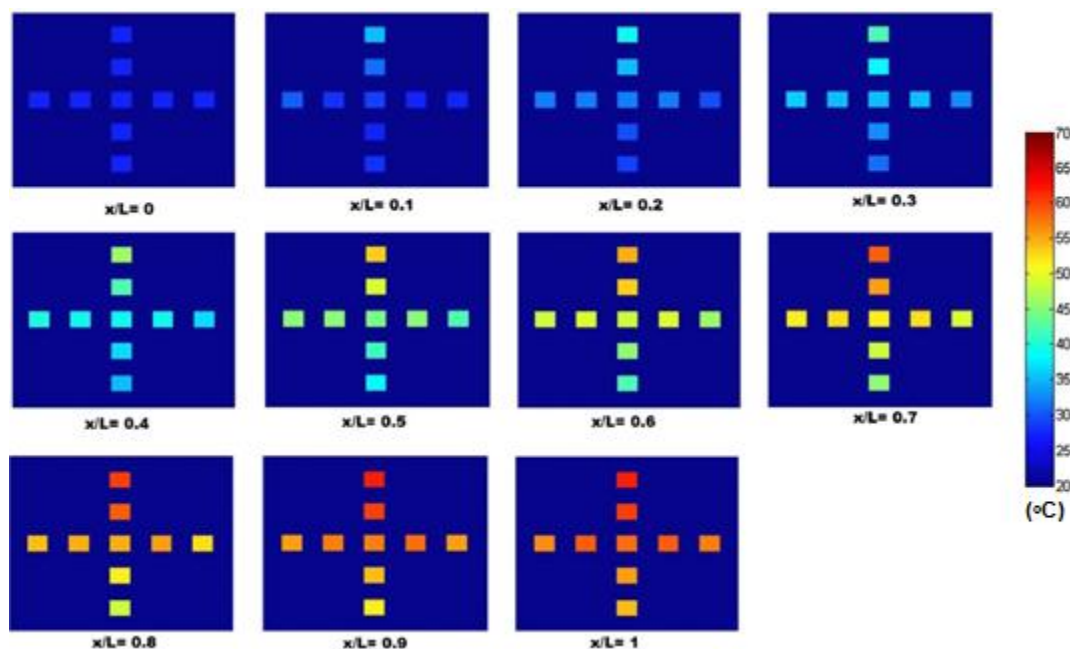


Figura 3.2 – Mapa gráfico da variação da temperatura no interior de um coletor solar de placa plana. Fonte: Sandhu e Siddiqui, 2014.

De acordo com Cabriol e Roux, 1984, para o aquecimento do ar através da utilização de coletores solares de placa plana, os coeficientes de transferência de calor são dificilmente superiores a  $30 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Para transmitir  $800 \text{ W}/\text{m}^2$ , por exemplo, o absorvedor deve estar  $27^\circ\text{C}$  acima da temperatura do ar a aquecer. Esta diferença de temperaturas, levando-se em conta a quantidade de energia transmitida, representa grandes perdas de calor e um baixo rendimento.

Coletores com absorvedores de maior espessura apresentam melhores rendimentos, assim, mais calor é aproveitado e conduzido ao fluido circulante. Coletores com absorvedores de materiais pouco condutores possuem rendimento mais baixos. Absorvedores com materiais de condutividade térmica acima de  $220 \text{ W}/(\text{mK})$  não apresentam variações significativas de rendimento [Lourenço, 2012].

Grupp *et al.*, 1995, determinaram, por meio de simulações, que em coletores de uma via, a transferência de calor do absorvedor para o ar é um parâmetro importante. Neste caso, maximizar a transferência de calor do absorvedor para o ar é necessário. Uma das maneiras de fazer com que isso ocorra é aumentar a temperatura do absorvedor.

#### 4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Em um coletor solar, a radiação solar incidente atravessa a cobertura de vidro, que apresenta alta transmissividade,  $\tau=0,87$  [Santos e Roriz, 2007], e é absorvida pela placa absorvedora que apresenta alta absorvidade,  $\alpha=0,97$  [NBR 15220-2, 2008]. Parte da radiação que não é absorvida é refletida, conforme mostra a Figura 4.1. O parâmetro  $\rho_d$  representa a refletividade da cobertura do coletor solar.



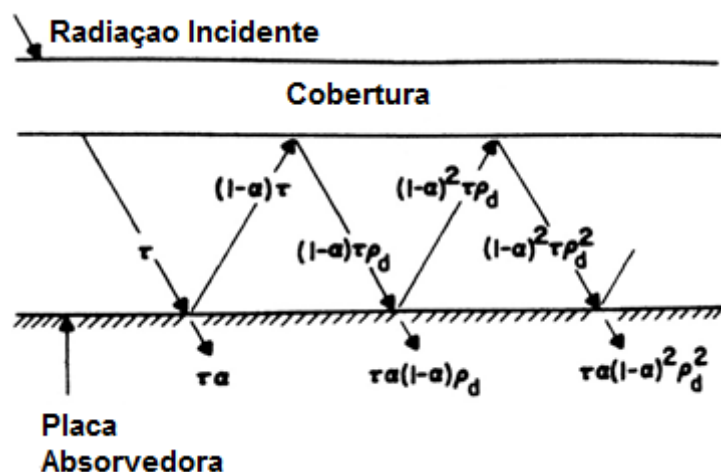


Figura 4.1- Comportamento da radiação solar no interior do coletor solar. Fonte: Duffie e Beckman, 2013.

Do ponto de vista teórico, com as características do escoamento conhecidas, a energia transferida para o ar pode ser calculada pela Equação 4.1.

$$Q_{exp} = \rho_{ar} v_e A c_p (T_s - T_e) \quad (4.1)$$

na qual  $Q_{exp}$  é a energia transferida para o ar (experimental), em W,  $\rho_{ar}$  é a massa específica do ar, em  $\text{kg/m}^3$ ,  $v_e$  é a velocidade do escoamento, em m/s,  $A$  é a área da seção transversal por onde passa o escoamento,  $\text{m}^2$ ,  $c_p$  é o calor específico do ar, em J/kgK,  $T_s$  é a temperatura de saída do fluido, em K, e  $T_e$  é a temperatura de entrada do fluido, em K.

Por outro lado, em solução proposta por Duffie e Beckman, 2013, esta energia pode ser calculada através de parâmetros geográficos e sazonais e características do coletor. Este caminho considera três tipos de radiação, a direta, a difusa e a refletida do chão, sendo que a radiação difusa e a radiação refletida pelo chão são tratadas como isotrópicas. A Figura 4.2(a) ilustra os três tipos de radiação.

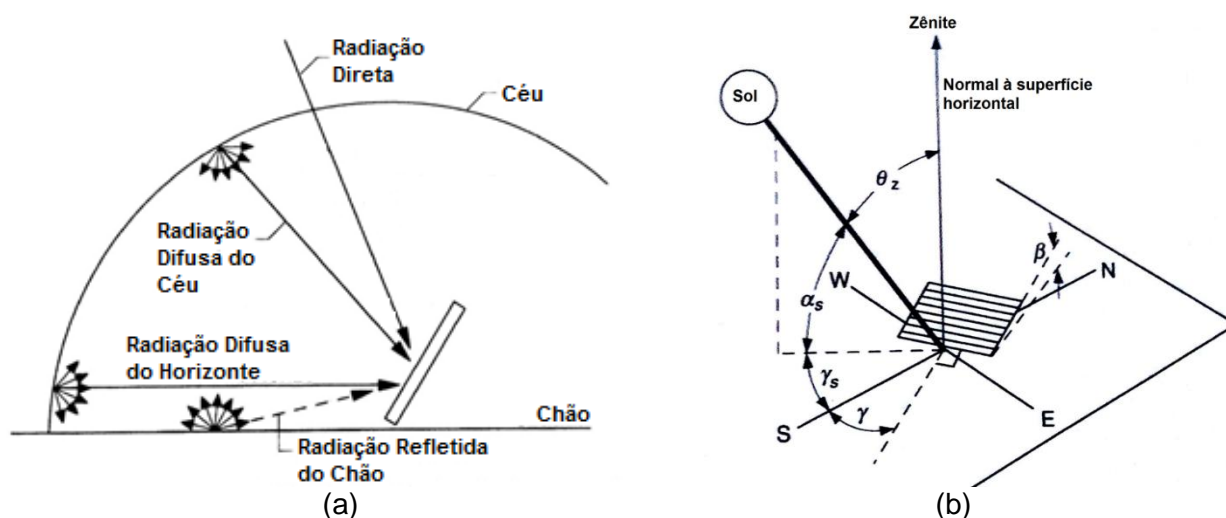


Figura 4.2 – (a) Radiação direta, difusa e refletida do chão, incidentes em uma superfície inclinada. (b) Ângulos que interferem na energia absorvida pelo coletor solar. Fonte: Duffie e Beckman, 2013.

A Equação 4.2 apresenta a solução de Duffie e Beckman, 2013, para o cálculo da energia transmitida para o ar.

$$Q_{mod} = A_c[S - U_L(T_{pm} - T_a)] \quad (4.2)$$

na qual  $Q_{mod}$  é a energia transferida para o ar (modelo), em W,  $A_c$  é a área da placa absorvedora, em  $m^2$ ,  $S$  é a energia total absorvida pela placa absorvedora, em  $W/m^2$ ,  $U_L$  é o coeficiente global de transferência de calor do coletor como um todo, em  $W/m^2K$ ,  $T_{pm}$  é a temperatura da placa absorvedora, em K, e  $T_a$  é a temperatura ambiente, em K.

A energia absorvida pela placa absorvedora,  $S$ , é expressa pela Equação 4.3, a seguir.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (4.3)$$

na qual  $I_b$  é a irradiância direta, em  $W/m^2$ ,  $I_d$  é a irradiância difusa, em  $W/m^2$ ,  $I$  é a irradiância total, em  $W/m^2$ ,  $R_b$  é um fator geométrico adimensional,  $\rho_g$  é o albedo,  $\beta$  é a inclinação do coletor solar, em graus, e  $(\tau\alpha)_b$ ,  $(\tau\alpha)_d$  e  $(\tau\alpha)_g$  são fatores de transmissividade-absortividade da radiação direta, difusa e refletida do chão, respectivamente. Para solo com grama curta, semelhante ao solo do local onde o coletor está instalado,  $\rho_g = 0,3$ .

O termo  $S$  tem muita dependência do posicionamento do coletor solar. A Figura 4.2(b) mostra os ângulos que interferem na quantidade de energia absorvida pelo coletor solar, que são:  $\gamma$ , ângulo azimutal da superfície, em graus,  $\gamma_s$ , ângulo azimutal solar, em graus,  $\theta_z$ , ângulo zênite, em graus,  $\alpha_s$ , ângulo da altitude solar, em graus, e  $\beta$ , ângulo de inclinação do coletor, em graus. O Anexo I apresenta os valores de  $\theta_z$  associados à latitude local,  $\phi$ .

Além destes, outros ângulos são importantes, tais como:  $\phi$ , latitude local, em graus,  $\omega$ , ângulo da hora, em graus,  $\theta$ , ângulo de incidência solar, em graus, e  $\delta$ , declinação, em graus. Segundo a norma NBR 15569, 2008, o coletor deve estar posicionado para o norte geográfico com desvio máximo de  $30^\circ$  para esta direção. A inclinação  $\beta$  deve ser igual à latitude local, mais  $10^\circ$ .

Quando cada termo da Equação 4.3 é detalhado, vemos a dependência dos fatores geográficos e sazonais. Todos os cálculos são feitos considerando-se a hora solar, cujo equacionamento pode ser observado nas equações que seguem.

$$\text{hora solar} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E + \text{hora local} \quad (4.4)$$

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868\cos B - 0,032077\sen B - 0,014615\cos 2B - 0,04089\sen 2B) \quad (4.5)$$

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (4.6)$$

na qual  $L_{st}$  é a longitude padrão do país, em graus,  $L_{loc}$  é a longitude local, em graus, e  $n$  é o dia do ano.

A seguir está relacionada uma série de equações para cálculo completo da energia absorvida pelo absorvedor.

$$I = k_T I_o \quad (4.7)$$

$$I_o = \frac{12}{\pi} G_{sc} \left[ 1 + 0,033 \cos \left( \frac{360n}{365} \right) \right] \left[ \cos\phi \cos\delta (\sen\omega_2 - \sen\omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sen\phi \sen\delta \right] \quad (4.8)$$

$$\delta = 23,45 \sen \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (4.9)$$

$$k_T = \frac{I_d}{I_o} \frac{1}{0,9511 - 0,1604k_T + 4,388k_T^2 - 16,638k_T^3 + 12,336k_T^4} \quad (4.10)$$

$$R_b = \cos\theta / \cos\theta_z \quad (4.11)$$

$$\cos\theta = \sin\delta\sin\phi\cos\beta - \sin\delta\cos\phi\sin\beta\cos\gamma + \cos\delta\cos\phi\cos\beta\cos\omega + \cos\delta\sin\phi\sin\beta\cos\gamma\cos\omega + \cos\delta\sin\beta\sin\gamma\sin\omega \quad (4.12)$$

nas quais  $k_T$  é o fator de claridade diário,  $G_{sc}$  é o fluxo de radiação solar fora da atmosfera, em  $W/m^2$ .

O cálculo dos fatores de transmissividade-absortividade  $(\tau\alpha)_b$ ,  $(\tau\alpha)_d$  e  $(\tau\alpha)_g$  dependem dos ângulos de incidência da radiação direta, difusa e refletida do chão,  $\theta$ ,  $\theta_d$  e  $\theta_g$ , respectivamente. O ângulo de incidência da radiação direta é calculado pela Equação 4.12, enquanto os ângulos de incidência da radiação difusa e refletida do chão podem ser encontrados na Figura 4.3 e dependem da inclinação do coletor solar,  $\beta$ .

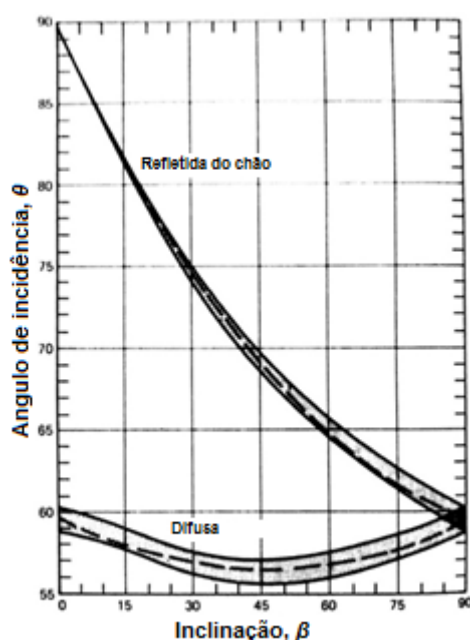


Figura 4.3 – Ângulo de incidência da radiação difusa e refletida do chão de acordo com a inclinação do coletor solar. Fonte: Duffie e Beckman, 2013.

Com os ângulos de incidência conhecidos é possível calcular os fatores de transmissividade-absortividade, como é mostrado na Equação 4.13 e Equação 4.14.

$$(\tau\alpha) = 1,01 \cdot \tau \cdot \alpha \quad (4.13)$$

$$(\tau\alpha) = 1,01 \cdot \tau \cdot \frac{\alpha_{ang}}{\alpha} \cdot \alpha \quad (4.14)$$

nas quais  $\alpha_{ang}$  representa a absorvidade de uma superfície não perpendicular à radiação incidente. Os termos  $\alpha_{ang}/\alpha$  e  $\tau$  dependem do ângulo de incidência de cada tipo de radiação e são determinados através da Figura 4.4(a) e Figura 4.4(b). Na Figura 4.4(b), KL é um

parâmetro associado com o tipo de vidro utilizado na cobertura. O vidro utilizado neste estudo tem  $KL=0,0370$ .

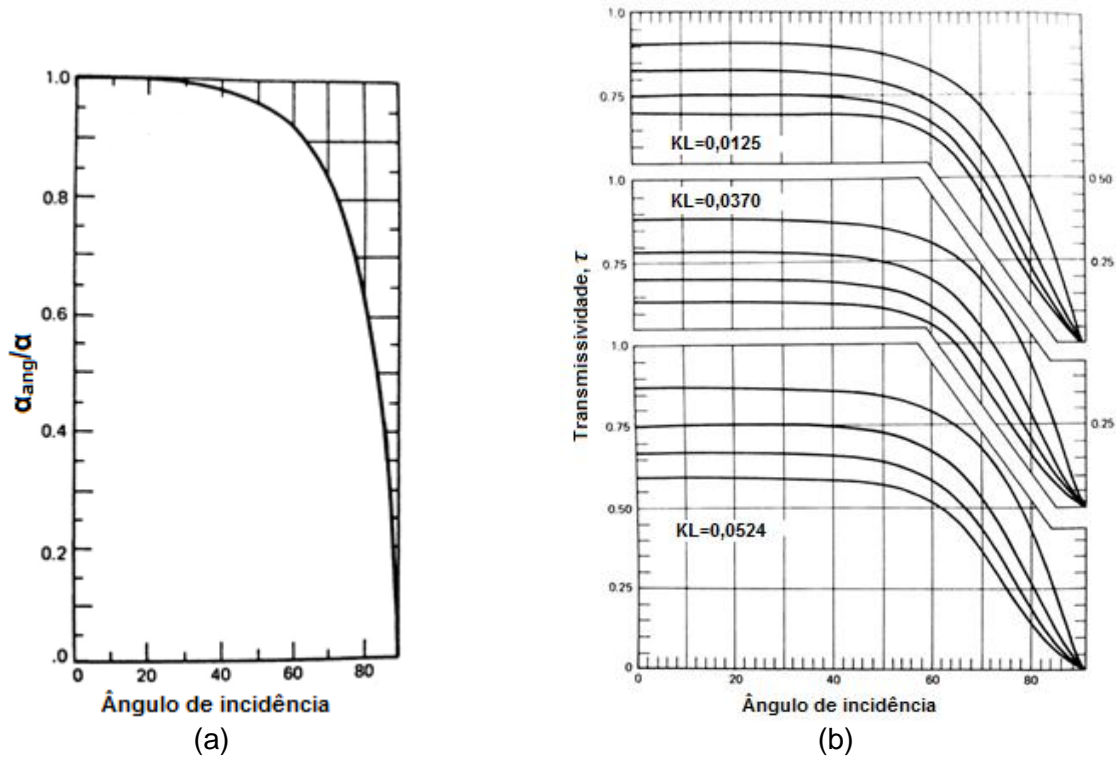


Figura 4.4 – (a) Termo  $\alpha_{ang}/\alpha$  em relação ao ângulo de incidência. (b) Transmissividade em função do ângulo de incidência. Fonte: Duffie e Beckman, 2013.

O termo  $U_L(T_{pm}-T_a)$  representa a energia perdida pelo coletor para a vizinhança por condução, convecção e radiação infravermelha. O coeficiente global de transferência de calor do coletor como um todo,  $U_L$ , pode ser decomposto em três parcelas. Isso pode ser observado na Equação 4.15.

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (4.15)$$

na qual  $U_t$  é o coeficiente global de transferência de calor da parte superior, em  $W/m^2K$ ,  $U_b$  é o coeficiente global de transferência de calor da parte inferior, em  $W/m^2K$ , e  $U_e$  é o coeficiente global de transferência de calor das laterais do coletor, em  $W/m^2K$ . No entanto, segundo Duffie e Beckmann, 2013, para este tipo de coletor, as perdas pelas laterais podem ser desconsideradas. Portanto,  $U_L$  depende somente de  $U_t$  e  $U_b$ . Estes estão apresentados abaixo.

$$U_t = \left( \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[ \frac{(T_{pm} - T_a)^e}{(N + f)} \right]} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,00591Nh_w} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N} \quad (4.16)$$

$$f = (1 + 0,089h_w - 0,1166h_w\varepsilon_p)(1 + 0,07866N) \quad (4.17)$$

$$C = 520(1 - 0,000051\beta^2) \quad (4.18)$$

$$e = 0,430 \left( 1 - \frac{100}{T_{pm}} \right) \quad (4.19)$$

$$h_w = A + Bv_w \quad (4.20)$$

$$U_b = \frac{k}{L} \quad (4.21)$$

na qual  $h_w$  é o coeficiente de transferência de calor do vento, em  $W/m^2K$ ,  $k$  é condutividade térmica da superfície inferior do coletor, em  $W/mK$ ,  $L$  é a espessura da superfície inferior do coletor, em m,  $N$  é o número de camadas de vidro da cobertura,  $v_w$  é a velocidade do vento, em m/s,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann, em  $W/m^2K^4$ ,  $\varepsilon_g$  é a emissividade do vidro e  $\varepsilon_p$  é a emissividade do absorvedor. Segundo a norma NBR 15220-2, 2008, as emissividades  $\varepsilon_p$  e  $\varepsilon_g$  são, respectivamente, 0,90 e 0,84. As constantes  $A$  e  $B$  valem 6,5 e 3,3, respectivamente.

## 5. CASO DE ESTUDO

O coletor solar foi construído e montado na Fazenda Quinta da Estância ( $\phi=30^\circ$ ), na cidade de Viamão. O coletor consiste de uma caixa de madeira de 2 metros de comprimento, 1,04 metros de largura e 0,14 metro de altura. Todas as placas de madeira utilizadas medem 2 centímetros de espessura. A placa absorvedora é uma chapa de aço galvanizado de 2 metros de comprimento, 1 metro de largura e espessura de 0,95 milímetros, pintada de preto. A cobertura é composta por uma placa de vidro de 2 metros de comprimento por 1,04 metros de largura e espessura de 4 milímetros. O vão entre a cobertura de vidro e a chapa absorvedora têm 3,5 centímetros, enquanto o vão entre a caixa do coletor e a placa absorvedora têm 8,5 centímetros.

Quanto ao posicionamento do coletor, possui inclinação  $\beta=42^\circ$ , o desvio em relação ao norte é de  $12^\circ$  e o ângulo azimutal da superfície é  $\gamma=168^\circ$ . A Figura 5.1 mostra o coletor solar montado na Fazenda Quinta da Estância.



Figura 5.1 – Coletor solar montado na Fazenda Quinta da Estância.

## 6. METODOLOGIA

Para aquisição da temperatura foram instalados 4 termopares nas seguintes posições: 1) a 10 cm da entrada [NBR 15747-2, 2009]; 2) a 10 cm da saída [NBR 15747-2, 2009]; 3)

fixado na placa absorvedora; 4) pendurado na aba do secador de frutas, protegido da radiação solar direta. De acordo com o fabricante a incerteza associada a estes sensores é de  $\pm 0,5$  K.

Para medição da radiação solar foi utilizado um piranômetro Apogee SP-110. De acordo com o fabricante, para radiação de ondas curtas, caso da radiação solar, a incerteza do piranômetro é de 0% para dias de sol sem nuvens e 9,6% para dias de sol com nuvens.

A velocidade do escoamento interno foi medida através da utilização de um Tubo de Pitot conectado a um manômetro, onde a variação da coluna de água no manômetro está diretamente relacionada com a velocidade do escoamento. A velocidade do vento foi medida através de um anemômetro.

Os termopares e o Piranômetro foram conectados a um Data Logger, feito pela empresa ABS Telemetria, que foi configurado para gravar dados em intervalos de 5 minutos. O anemômetro foi conectado a um circuito em Arduino desenvolvido no Laboratório de Ensaios Térmicos e Aerodinâmicos (LETA), programado para gravar dados em intervalos de 5 segundos. O DataLogger, o Arduino e os ventiladores foram conectados a duas baterias de 12 V, ligadas em série para gerar uma tensão de 24 V.

As baterias se mantiveram carregadas pela utilização de painéis solares instalados na parte superior do secador de frutas. A interação entre as baterias, os painéis e os dispositivos utilizados para medição foi feita através de um controlador de carga Phocos 5-20 A. A Figura 6.1 mostra a disposição destes dispositivos elétricos.

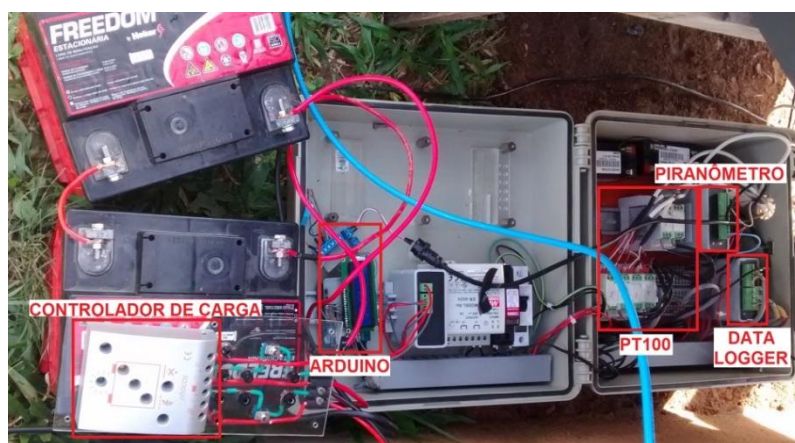


Figura 6.1 – Disposição dos componentes elétricos para aquisição de dados.

Na entrada do coletor existe um banco de 11 ventiladores com rotação controlada através de um potenciômetro de 100  $\Omega$ , para ajuste da velocidade do fluido de trabalho. O banco de ventiladores e a montagem dele no coletor podem ser observados na Figura 6.2 e Figura 6.3.



Figura 6.2 – Banco de ventiladores.

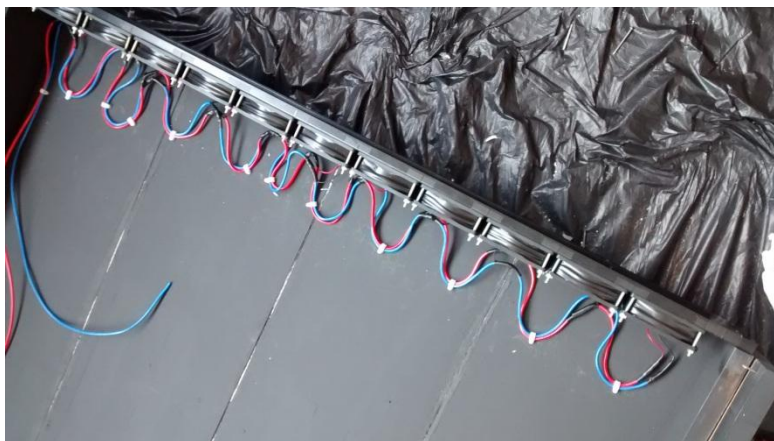


Figura 6.3 – Banco de ventiladores instalado no coletor solar.

Na parte superior da placa absorvedora foram instaladas barreiras para impedir a formação de uma esteira de convecção natural que deixaria a camada de ar acima da placa com temperatura pouco uniforme, uma vez que o ar mais quente se concentraria na parte superior do coletor. A Figura 6.4 apresenta a disposição destas barreiras.



Figura 6.4 – Disposição das barreiras de convecção natural na parte superior da placa absorvedora.

## 7. RESULTADOS

Os dados do ensaio foram medidos no período das 08 às 16:20 horas, período no qual o coletor esteve exposto ao sol. As horas que representam os resultados correspondem às horas solares inteiras. Por exemplo, a hora do relógio 12:20 corresponde a hora solar 12, e da mesma forma para as demais horas, sempre com defasagem de 20 minutos.

A velocidade do escoamento no interior do coletor tem dependência com a densidade do ar, e esta, por sua vez, depende da temperatura. No entanto, a variação da velocidade é na

da ordem dos centésimos e não afeta significativamente o valor da energia transferida para o ar. A velocidade do escoamento é igual a  $(2,57 \pm 0,027)$  m/s.

A velocidade do vento é responsável por perdas de calor do coletor para a vizinhança através da convecção. Os dados coletados possuem oscilação, pois o vento no local não é constante, se apresenta em forma de rajadas. A Figura 7.1 apresenta os dados captados.

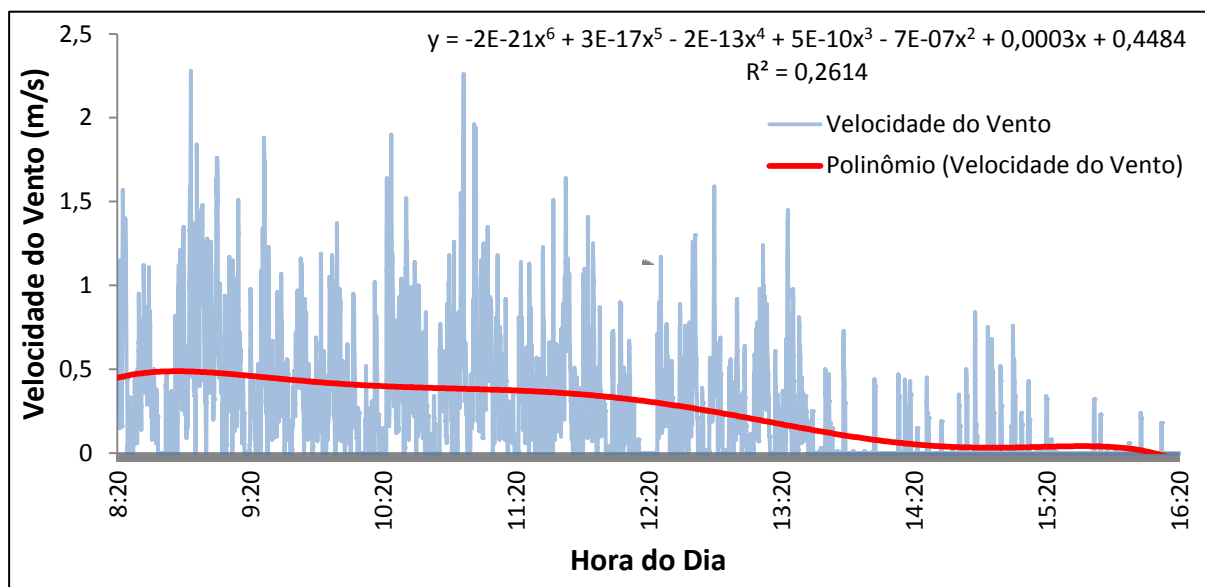


Figura 7.1 – Velocidade do vento ao longo do dia em que o ensaio foi realizado.

A radiação medida com a utilização de um piranômetro representa a radiação total que atinja o coletor. Com a radiação difusa medida, pôde-se determinar a radiação direta. Como mostra a Figura 7.2, a radiação difusa se mantém praticamente constante e a variação da radiação direta acompanha a variação da radiação total.

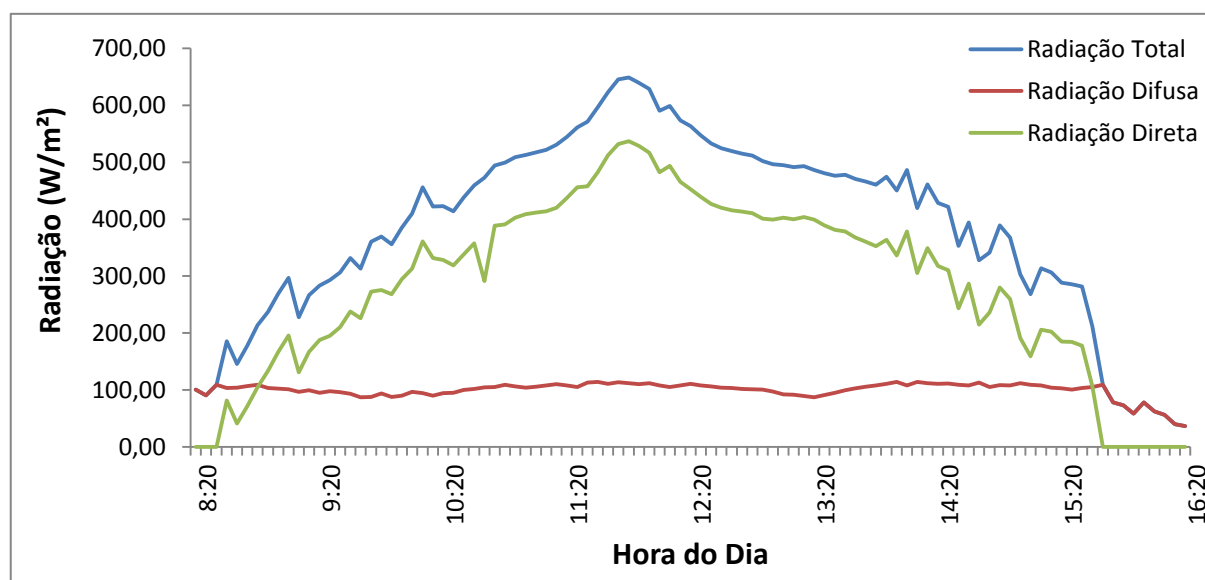


Figura 7.2 – Variação das radiações total, direta e difusa ao longo do dia do ensaio.

Os dados captados pelos termopares também foram monitorados e seguem apresentados na Figura 7.3. A sensibilidade do potenciômetro instalado limitou as velocidades



no interior do coletor para um mínimo de 2,57 m/s. Este fato dificultou a transferência de calor da placa absorvedora para o ar, uma vez que o ar teve pouco tempo de residência no interior do coletor. Com velocidades menores, as temperaturas na saída do coletor e na placa absorvedora seriam maiores.

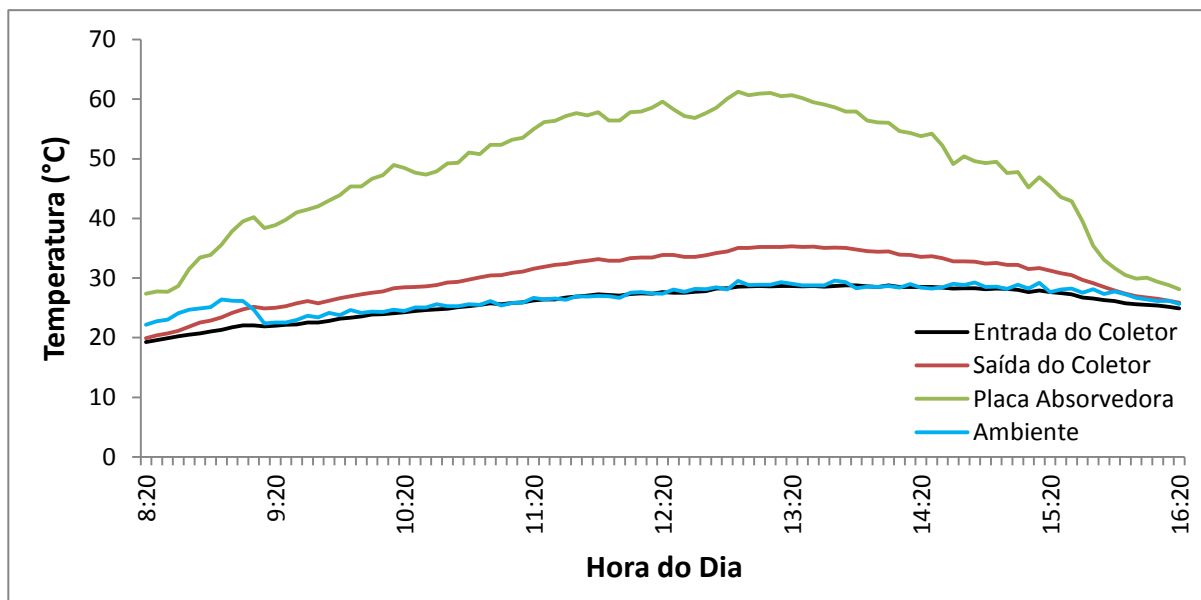


Figura 7.3 – Temperatura ambiente, na placa absorvedora, na entrada e na saída do coletor ao longo do dia do ensaio.

A energia transferida para o ar foi calculada de acordo com as Equações 4.1 e 4.2, e os resultados são apresentados na Figura 7.4, Tabela 7.1 e Tabela 7.2. No modelo proposto por Duffie e Beckman, 2013, a energia transferida para o ar é calculada para cada hora solar. Este modelo considera um dia como o melhor representante de cada mês. O dia considerado no modelo, por ser o mais próximo do dia em que os dados experimentais foram medidos, foi o dia 11 de junho ( $n=162$ ).

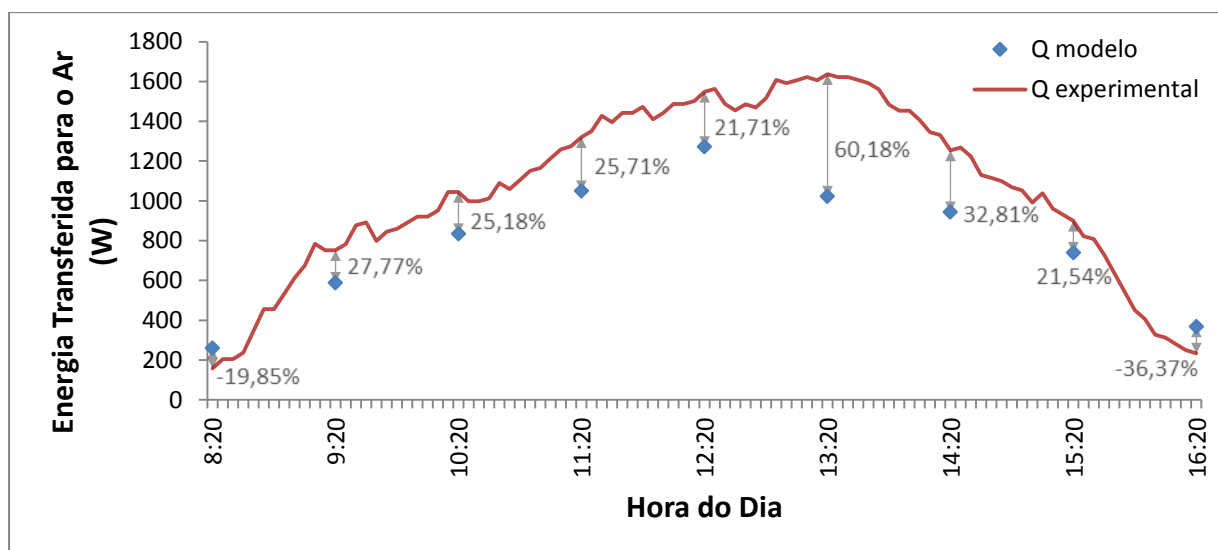


Figura 7.4 – Variação da energia transferida para o ar, calculada de forma experimental e de acordo com o modelo sugerido por Duffie e Beckman, 2013.

Tabela 7.1 – Valores da energia transmitida para o ar calculada de forma experimental, para cada hora ao longo do ensaio.

Hora do Dia	Hora Solar	T <sub>sai</sub> (K)	T <sub>entra</sub> (K)	C <sub>p</sub> (J/kgK)	A (m <sup>2</sup> )	V <sub>e</sub> (m/s)	ρ <sub>ar</sub> (kg/m <sup>3</sup> )	Q <sub>exp</sub> (W)
8:20	8	293,07	292,44	1004,83	0,08	2,55	1,21	157,71
9:20	9	298,14	295,13	1004,83	0,08	2,57	1,19	752,04
10:20	10	301,58	297,39	1004,83	0,08	2,58	1,18	1044,72
11:20	11	304,71	299,39	1004,83	0,08	2,59	1,17	1319,74
12:20	12	307,03	300,77	1004,83	0,08	2,60	1,16	1547,91
13:20	13	308,47	301,83	1004,83	0,08	2,60	1,16	1637,42
14:20	14	306,72	301,65	1004,83	0,08	2,60	1,16	1253,23
15:20	15	304,40	300,77	1004,83	0,08	2,59	1,17	899,74
16:20	16	299,02	298,08	1004,83	0,08	2,57	1,18	234,26

Tabela 7.2 – Valores da energia transmitida para o ar calculada pelo modelo proposto por Duffie e Beckman, 2013, para cada hora ao longo do ensaio.

Hora do Dia	Hora Solar	T <sub>a</sub> (K)	T <sub>pm</sub> (K)	U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	A <sub>c</sub> (m <sup>2</sup> )	S (W/m <sup>2</sup> )	Q <sub>mod</sub> (W)
8:20	8	295,32	301,63	11,52	2	171,05	196,76
9:20	9	297,56	307,59	6,87	2	363,24	588,60
10:20	10	297,09	317,58	7,37	2	568,39	834,59
11:20	11	298,76	323,96	7,58	2	715,86	1049,79
12:20	12	300,13	330,58	7,74	2	871,51	1271,84
13:20	13	301,73	332,62	7,73	2	749,80	1022,25
14:20	14	301,89	330,20	7,55	2	685,58	943,63
15:20	15	301,73	322,07	7,29	2	518,47	740,26
16:20	16	300,26	306,73	6,53	2	226,30	368,15

## 8. CONCLUSÕES

Neste trabalho procurou-se avaliar a temperatura máxima na saída do coletor solar, com intuito de aperfeiçoar o processo de secagem de frutas. Em ensaios realizados ao ar livre, a temperatura do ambiente, as temperaturas do coletor solar, a velocidade do vento, a radiação solar e velocidade do fluido de trabalho foram medidos periodicamente.

Analisando-se os resultados obtidos, ficou perceptível a existência de oscilações. Isso se deve, principalmente, ao fato de o vento e a radiação solar não se apresentarem de forma contínua ao longo do dia, variando bruscamente, seja em forma de rajadas, no caso do vento, ou pela passagem de nuvens na frente do sol, para o caso da radiação solar.

A temperatura desejada na saída do coletor solar, entre 60°C e 70°C, não foi alcançada. O potenciômetro instalado para controlar a vazão de ar no interior do coletor possuía curso muito curto, de forma que a velocidade mínima atingida foi de  $(2,57 \pm 0,027)$  m/s. Esta velocidade alta, considerando-se que o coletor tem apenas 2 metros de comprimento, foi determinante para que a temperatura de saída não apresentasse diferença significativa em relação à temperatura de entrada, atingindo o valor máximo de apenas 35,26°C. O tempo de residência do ar no interior do coletor foi muito pequeno e resultou em baixa transferência de energia da placa absorvedora para o ar.

A energia transferida para o ar apresentou resultados satisfatórios e próximos aos encontrados pelo modelo proposto por Duffie e Beckman, 2013, modelo difundido no estudo de

coletores solares de placa plana. Estes resultados podem servir como referência para um correto dimensionamento do secador de frutas, ao qual o coletor está acoplado.

A utilização de barreiras na parte superior da placa absorvedora se apresentou como uma solução para evitar a formação de uma esteira de convecção que poderia retirar calor da placa absorvedora.

No que diz respeito aos custos, o coletor todo foi construído e montado com custo total aproximado de R\$ 1.000,00. Este valor é bastante razoável, tendo em vista que o coletor tem vida útil longa e exige pouca manutenção. Além disso, a medida que os produtores rurais possuam materiais para construção do coletor na própria propriedade, este valor vai sendo abatido.

Como sugestão para trabalhos futuros estão: a utilização de um potenciômetro mais adequado para controle da vazão, com objetivo de atingir temperaturas de saída mais altas no coletor; o comissionamento do secador de frutas a partir dos valores de energia transferida para o ar calculados; e um estudo mais aprofundado nas barreiras de convecção natural na parte superior do coletor.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS; **“NBR 15220-2: Desempenho térmico de edificações”** – Parte 2: Método de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações, Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS; **“NBR 15569: Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto – Projeto e instalação”**, Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS; **“15747-2: Sistemas solares térmicos e seus componentes – Coletores Solares”** – Parte 2: Métodos de ensaio, Rio de Janeiro, 2009.

Cabirol, T.; Roux, D.; **“O aquecimento das habitações e a energia solar”**, Edições Cetop, 1984.

Celestino, S.M.C; **“Princípio de secagem de alimentos”**, Embrapa, 2010.

Duffie, J.A.; Beckman, W.A.; **“Solar engineering of thermal processes”**, John Wiley & Sons, Inc., 4<sup>th</sup> Edition, 2013.

Ghasemi, S.E.; Hatami, M.; Ganji, D.D.; **“Analytical thermal analysis of air heating solar collectors”**, Science Direct, 2013.

Grupp, M.; Bergler, H.; Bertrand J.; Kromer, B.; Cieslok, J.; **“Convective flat plate collectors and their applications”**, Science Direct, 1995.

Kalogirou, S.A.; **“Solar thermal collectors and applications”**, Science Direct, 2004.

Lourenço, P.M.S.; **“Modelação de coletores solares térmicos”**, Dissertação de Mestrado, Departamento de Energia Geográfica, Geofísica e Energia, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2012.

Sandhu, G.; Siddiqui, K.; **“Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector”**, Science Direct, 2014.

Santos, J.C.P.; Roriz, M.; **“Influência do ângulo de incidência na transmitância de luz natural através de materiais transparentes”**, Science Direct, 2007.

Anexo I – Gráficos do ângulo zênite,  $\theta_z$ , em função da latitude local,  $\phi$  [Duffie e Beckman, 2013].

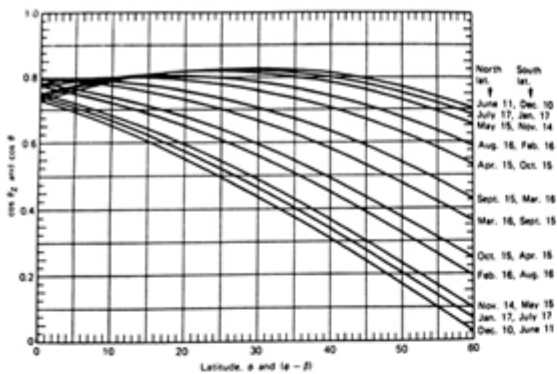


Figure 1.8.2(c)  $\cos \theta$  versus  $\phi - \beta$  and  $\cos \theta_z$  versus  $\phi$  for hours 9 to 10 and 2 to 3.

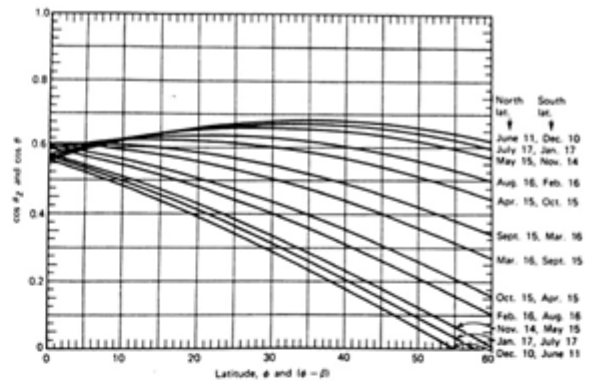


Figure 1.8.2(d)  $\cos \theta$  versus  $\phi - \beta$  and  $\cos \theta_z$  versus  $\phi$  for hours 8 to 9 and 3 to 4.

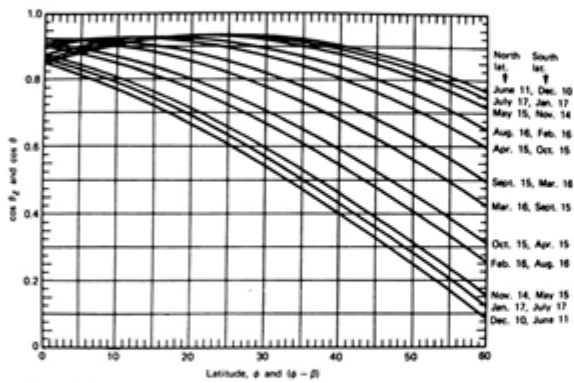


Figure 1.8.2(b)  $\cos \theta$  versus  $\phi - \beta$  and  $\cos \theta_z$  versus  $\phi$  for hours 10 to 11 and 1 to 2.

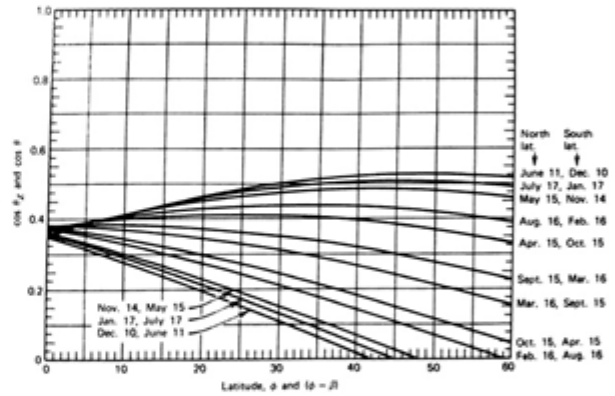


Figure 1.8.2(e)  $\cos \theta$  versus  $\phi - \beta$  and  $\cos \theta_z$  versus  $\phi$  for hours 7 to 8 and 4 to 5.

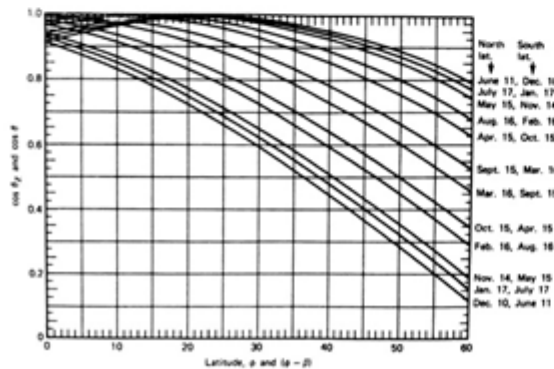


Figure 1.8.2(a)  $\cos \theta$  versus  $\phi - \beta$  and  $\cos \theta_z$  versus  $\phi$  for hours 11 to 12 and 12 to 1 for surfaces tilted toward the equator. The columns on the right show dates for the curves for north and south latitudes. In south latitudes, use  $|\phi|$ . Adapted from Whillier (1975).