

Comportamiento térmico de un secador solar multipropósito con paneles aislantes autoportables.

I Parte

Thermal Behavior of a Multipurpose Solar drier with Autoportables Insulated Panels. I Part

Ing. Alonso Torres-Ten, atorres@cies.ciges.inf.cu, Ing. Susana Fonseca-Fonseca,
Ing. Ronal Andión-Torres, Ing. Santiago Fabr -Maceo

Centro de Investigaciones de Energía Solar, Santiago de Cuba, Cuba

Se describen y calculan los coeficientes locales de transferencia de calor, a través de los distintos materiales que componen el secador, así como se caracterizan las pérdidas globales del equipo. Se pretende realizar un trabajo con valor didácticos que sirva de guía para describir desde el punto de vista térmico instalaciones solares similares.

Palabras clave: *Coeficiente, transferencia, pérdida, ganancia, térmico, secador, solar*

They are described and they calculate the local coefficients of transfer of heat, through the different materials that compose the dryer, as well as the global losses are characterised and earnings of the team. They seeks to be carried out a work with didactic value that serves as guide, to describe from the point of view thermal similar solar facilities that.

Key words: *Coefficient, transference, lost, gain, balance, thermal, dryer, lot*

Introducción

El calor del sol ha sido utilizado desde la antigüedad para el secado de alimentos; sin embargo, los productos secados directamente al sol, est n expuestos a muchos inconvenientes entre los que podemos citar la acción de pájaros y roedores, precipitaciones repentinas, etcétera.

Una alternativa del secado al sol que supera los inconvenientes referidos es la construcción de secadores solares, de los cuales existe gran variedad de diseños si se analizan atendiendo a las funciones para las que son destinados, así como a los materiales empleados en su construcción. Dependiendo de estos factores entre otros, podrá variar en un amplio rango la eficiencia térmica de estos equipos.

Por otra parte, se sabe si se conoce cómo se producen las pérdidas en los equipos solares, es posible trabajar para minimizarlas y obtener así mayor rendimiento térmico, que conlleve a la concepción de equipos de mejor calidad. Es por ello que el presente trabajo tiene por finalidad realizar el análisis del secador solar multipropósito

a través de la cuantificación de sus pérdidas, calculando los coeficientes de transferencia de calor a través de los distintos materiales que constituyen el dispositivo.

Materiales y métodos

El secador solar multipropósito con paneles metálicos aislantes autoportables propuestos está constituido por una estructura metálica en forma de paralelepípedo a partir de perfiles angulares soldados entre sí. Presenta en la parte lateral inferior una pared de panel aislante autoportable como aislante térmico, además posee una doble cubierta de vidrio transparente (con juntas y separadores de goma) colocadas en la parte superior a dos aguas y en los laterales flanco Este y Oeste. El mismo está orientado en la dirección Norte, Sur, en su parte delantera esta situada una puerta metálica aislada térmicamente también de paneles aislantes autoportables, al igual que en su parte trasera. En el interior interior de la figura 1, se encuentra colocada una chapa ennegrecida, la cual absorbe la radiación solar, y la transfiere al interior de la cámara en forma de calor, aumentando así la temperatura interna de la misma.



Fig. 1 Secador solar multipropósito con paneles metálicos aislantes autoportables.

El principio de funcionamiento se basa en el efecto invernadero: de todo el espectro de la radiación solar incidente, una parte atraviesa la doble cubierta de vidrio, de ella una fracción es absorbida por las superficies metálicas absorbedoras, las cuales emiten radiación infrarroja que no puede atravesar el vidrio. La radiación absorbida por la chapa metálica se transfiere en forma de calor al aire de la cámara de secado.

Análisis de los resultados

En la mayoría de los secadores solares la transferencia de calor se realiza por los mecanismos de conducción, convección y radiación combinadas. En nuestro caso resolvemos calcular los coeficientes locales y globales de transferencia de calor y finalmente con esto, conocemos la pérdida total de calor del equipo al ambiente.

Coefficiente de transferencia de calor entre la chapa negra y el aire de la cámara

$$h_3 \text{ (W / m}^2 \text{ K)}$$

$$(l = 2,736 \text{ m})$$

Propiedades del aire a 55 °C

$$\lambda = 2,86 \cdot 10^{-2} \text{ W / mK}$$

$$\nu = 2 \text{ m / s}$$

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \Rightarrow Nu = 0,67 \cdot 28602^{0,5} \cdot 0,697^{0,33}$$

$$Nu = 100,59$$

$$h_4 = \frac{100,59 \cdot 2,86 \cdot 10^{-2}}{0,264} = 10,90 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\nu = 18,46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$Pr = 0,697$$

$$Re = \frac{\nu \cdot l}{\nu} \Rightarrow Re = \frac{2 \cdot 2,736}{18,46 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 296424 \text{ como } Re \leq 5,10^5$$

Entonces:

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$$

$$Nu = 0,67 \cdot 296424^{0,5} \cdot 0,697^{0,33}$$

$$Nu = 323,82$$

$$h_3 = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \Rightarrow h_3 = \frac{323,82 \cdot 2,86 \cdot 10^{-2}}{2,736}$$

$$h_3 = 3,38 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Coefficiente de transferencia de calor entre la chapa negra y el aire de la recámara (espacio limitado entre la chapa negra y los cristales) (l = 0,264 m). h₄ (W/m² K)

Propiedades del aire a 55 °C:

$$Re = 28602 \text{ como } Re < 5,10^5$$

Entonces

Coefficiente de transferencia de calor entre el piso y el aire de la cámara: ($l = 3$ m). h_5 ($W/m^2 K$)

Propiedades del aire a 55 °C:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \Rightarrow Re = \frac{2,3}{18,46 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 325027$$

Como el $Re < 5,10^5$

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \Rightarrow Nu = 0,67 \cdot 325027^{0,5} \cdot 0,697^{0,33} \quad Nu = 339,08$$

Luego:

$$h_5 = \frac{339,08 \cdot 2,86 \cdot 10^{-2}}{3}$$

$$h_5 = 3,23 W / m^2 K$$

Coefficiente integral de transferencia de calor entre la recamara y el ambiente por la cubierta ($W/m^2 K$)

$$U_1 = 1 / \left[\left(\frac{1}{h_{a-v1}} \right) + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \left(\frac{1}{h_{v1-v2}} \right) + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \left(\frac{1}{h_{v2-ae} + h_{r/v2-a}} \right) \right]$$

donde:

h_{a-v1} - Coeficiente de transferencia de calor del aire a la cubierta interior de vidrio, ($W/m^2 K$).

δ_1 / λ_1 : Espesor del vidrio interior / Conductividad térmica del vidrio. ($m^2 K/W$).

δ_2 / λ_2 : Espesor del vidrio exterior / Conductividad térmica del vidrio. ($m^2 K/W$).

h_{v1-v2} - Coeficiente de transferencia de calor en espacios limitados de forma libre entre las dos placas de vidrio de la cubierta. ($W/m^2 K$)

h_{v2-ae} - Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el vidrio y el aire exterior por cubierta. ($W/m^2 K$)

$h_{r/v2-a}$ - Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el vidrio exterior y el aire por cubierta. ($W/m^2 K$)

Cálculo de h_{a-v1} :

Propiedades del aire a 55 °C:

$$\lambda = 2,86 \cdot 10^{-2} W / mK$$

$$v = 2 m / s$$

$$\nu = 18,46 \cdot 10^{-6} m^2 / s$$

$$Pr = 0,697$$

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \Rightarrow Re = \frac{2,3}{18,46 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 325027 \quad \text{como } Re < 5,10^5$$

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \Rightarrow Nu = 0,67 \cdot 325027^{\frac{1}{2}} \cdot 0,697^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 339,08 \quad \text{por lo que:}$$

$$h_{a-v1} = 3,23 W / m^2 K$$

Cálculo de h_{v1-v2} :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_c - T_s) \cdot L^3}{\nu^2}$$

$$T_c = 55 + 273 \Rightarrow T_c = 328K$$

$$T_s = 0,0552 \cdot T_{amb} \Rightarrow T_s = 0,052 \cdot 30 \Rightarrow T_s = 274,66 K$$

$$T_f = \frac{T_c + T_s}{2} = \frac{328 + 274,66}{2} \Rightarrow T_f = 301,33K$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2, L = 0,02m.$$

Encontramos con $T_f = 301,33 K$

$$\beta = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1},$$

$$\nu = 18,12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}$$

$$\lambda = 27,94 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

Pr = 0,704 (tabla A.4 del Incropera, 2001)

Para $1,5 \cdot 10^4 < Gr < 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,033 \cdot Gr^{0,381} \Rightarrow Nu = 0,033 \cdot 39483,38^{0,381}$$

$$Nu = 1,86$$

$$h_{v-v1} = 2,60 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$U_1 = 1 / \left[(1/h_{a-v1}) + \delta_1 / \lambda_1 + (1/h_{v1-v2}) + \delta_2 / \lambda_2 + (1/h_{v2-ae} + h_{v/v2-a}) \right] U_1 = 0,17 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Coefficiente integral de transferencia de calor entre la recámara y el ambiente por la cubierta lateral. (W/m² K)

$$U_2 = 1 / \left[(1/h_{a-v1}) + \delta_1 / \lambda_1 + (1/h_{v1-v2}) + \delta_2 / \lambda_2 + (1/h_{v2-ae} + h_{v/v2-a}) \right]$$

donde:

h_{La-v1} : Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire de la recámara y la primera cubierta de vidrio lateral (interior) (W/m² K)

h_{Lv-v1} : Coeficiente de transferencia de calor en espacios limitados de forma libre entre las dos placas de vidrio laterales (W/m² K)

h_{Lv2-ae} : Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el vidrio y el aire exterior por el lateral (W/m² K)

h_{Lv2-a} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el vidrio exterior y el aire exterior por el lateral (W/m² K)

Cálculo de h_{v2-ae} , $v_a = 1,5 \text{ m/s}$

$$h_{ae-v2} = 5,7 + (3,8 \cdot v_a) \Rightarrow h_{ae-v2} = 5,7 + (3,8 \cdot 1,5)$$

$$h_{ae-v2} = 11,4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Cálculo de $h_{v/v2-a}$

$$h_{v/v2-a} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s + T_{v2}) \cdot (T_s^2 + T_{v2}^2) \quad T_s = 274,66 K$$

$$T_{v2} = 30 + 273 = 303 K$$

ε Emisividad del vidrio

$$0,90 - 0,95 \text{ (Tabla A.11 Incropera, 2001).}$$

σ Constante de Stefan Boltzman

$$\sigma = (5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4)$$

$$h_{v/v2-a} = 5,09 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Sustituyendo en (2)

$$\delta_1 = \delta_2 = 0,004 \text{ m}$$

$$\lambda_1 = \lambda_2 = 1,4 \text{ W/m}^2 \text{ K (Tabla A.3 Incropera, 2001)}$$

Cálculo de h_{La-v1} :

Propiedades del aire a 55 °C

$$\lambda = 2,86 \cdot 10^{-2} \text{ W/mK}$$

$$\nu = 2 \text{ m/s}$$

$$\nu = 18,46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}$$

$$Pr = 0,697$$

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \Rightarrow Re = \frac{2,3}{18,46 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 325027 \text{ como } Re < 5,10^5$$

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \Rightarrow Nu = 0,67 \cdot 325027^{\frac{1}{2}} \cdot 0,697^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 338,72 \text{ Por lo que:}$$

$$h_{La-v1} = 323W/m^2K$$

Cálculo de h_{Lv-v1} :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_c - T_s) \cdot L^3}{\nu^2}$$

$$T_s = 0,0552 \cdot Tamb. \Rightarrow T_s = 274,66K$$

$$T_f = \frac{T_c + T_s}{2} = \frac{328 + 274,66}{2} \Rightarrow T_f = 301,33K$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Encontramos con $T_f = 301,33 \text{ K}$

$$\beta = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1},$$

$$\nu = 18,12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 27,94 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$Pr = 0,704$. (tabla A.4 del Incropera, 2001)

$$\delta_1 = \delta_2 = 0,004 \text{ m}$$

$$\lambda_1 = \lambda_2 = 1,4W/m^2K \text{ (Tabla A.3 Incropera, 2001)}$$

$$U_2 = 1/[(1/h_{La-v1}) + \delta_1/\lambda_1 + (1/h_{Lv-v2}) + \delta_2/\lambda_2 + (1/h_{Lv2-ae} + h_{Lv-ae})]$$

$$U_2 = 0,17W/m^2K$$

Coefficiente de transferencia de calor entre el aire de la cámara y el ambiente por las puertas de paneles aislantes autoportables. U_3 (W/m² K)

Coefficiente de transferencia de calor entre el aire de la cámara y el ambiente por las paredes de paneles aislantes autoportables laterales. U_4 (W/m² K)

Coefficiente de transferencia de calor entre el aire de la cámara y el ambiente por la pared de paneles aislantes autoportables trasera. U_5 (W/m² K)

Son datos aportados por los fabricantes de los Paneles metálicos aislantes autoportables, inyectados por poliuretano expandido de alta densidad (38 kg/m³), ambas caras cubiertas por acero galvanizado pintado

Para $1,5 \cdot 10^4 < Gr < 1,5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,033 \cdot Gr^{0,381} \Rightarrow Nu = 0,033 \cdot 39483,38^{0,381}$$

$$Nu = 1,86$$

$$h_{Lv-v1} = 2,60W/m^2K$$

Cálculo de h_{Lae-v2} , $va = 1,5 \text{ m/s}$

$$h_{Lae-v2} = 5,7 + (3,8 \cdot va) \Rightarrow h_{Lae-v2} = 5,7 + (3,8 \cdot 1,5)$$

$$h_{Lae-v2} = 11,4W/m^2K$$

Cálculo de h_{Lv2-a}

$$h_{Lv2-a} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s + T_c) \cdot (T_s^2 + T_c^2)$$

$$h_{Lv2-a} = 5,09W/m^2K$$

Sustituyendo en (3)

de aluminio y que para el espesor propuesto es de unos 0,30 (W/m² K)= $U_3 = U_4 = U_5$

Coefficiente de transferencia de calor por el fondo del equipo hacia la tierra. h_6 (W/m² K)

Calculando h_6 :

$$h_6 = 1/[(\delta h/\lambda h) + (\delta a/\lambda a)]$$

$\delta h/\lambda h$ Espesor de la base de hormigón/ conductividad térmica del hormigón.

$\delta a/\lambda a$ Espesor de la capa de arcilla/conductividad térmica de la arcilla.

$$\delta h = 0,100m$$

$$\lambda h = 1,28W / mK \quad (\text{Tabla 3 Krasnoschiokov, 1977})$$

$$\delta a = 1m$$

$$\lambda a = (0,9 - 0,7)W / mK \quad (\text{Tabla 3 Krasnoschiokov, 1977})$$

$$h_6 = 0,75W / m^2 K$$

Tabla 1
Coeficientes de transferencia de calor
a través de los distintos materiales que conforman el secador

Coeficientes de transferencia de calor calculados	W /m ² K
1. Coeficiente de transferencia de calor entre la chapa negra y el aire de la cámara. (h_3)	3,38
2. Coeficiente de transferencia de calor entre la chapa negra y el aire de la recamara. (h_4)	10,90
3. Coeficiente de transferencia de calor entre el piso y el aire de la cámara. (h_5)	3,23
4. Coeficiente de transferencia de calor entre el aire de la recamara y el ambiente por la cubierta. (u_1)	0,17
5. Coeficiente de transferencia de calor entre el aire de la recamara y el ambiente por los laterales. (u_2)	0,17
6. Coeficiente de transferencia de calor entre el aire de la cámara y el ambiente por las puertas de paneles aislantes autoportables. (u_3)	0,30
7. Coeficiente de transferencia de calor entre el aire de cámara y la pared de paneles aislantes autoportables lateral. (u_4)	0,30
8. Coeficiente de transferencia de calor entre el aire de la recámara y la pared de paneles aislantes autoportables trasera. (u_5)	0,30
9. Coeficiente de transferencia de calor por el fondo del equipo hacia la tierra. (h_6)	0,75

Según la tabla 1 los mayores coeficientes de transferencia de calor se encuentran en el interior de la cámara y en el espacio limitado entre la chapa negra y el cristal, cuyos valores son 3,38 W/m² K y 10,90 W/m² K respectivamente, esto significa que la mayor transferencia de calor ocurre en el interior del secador, por lo que resulta conveniente, ya que esta es la energía que se utiliza para el proceso de secado.

El resto de los coeficientes representa energía cedida al exterior, lo que se traduce como pérdidas, por esta razón sus valores suelen ser menores que los del interior, igualmente conveniente para el mejor funcionamiento térmico del equipo.

Multiplicando los coeficientes de transferencia de calor al exterior, por las áreas donde estos inciden y por una temperatura media de 55,00 °C, podemos determinar la pérdida de calor al ambiente, tabla 2.

Tabla 2
 Coeficientes de transferencia de calor, área de incidencia y pérdidas
 al ambiente a 55,00 °C de temperatura media en la cámara de secado

Coeficientes W/m ² K	Area m ²	Pérdida W
$U_1 = 0,17$	36,00	336,60
$U_2 = 0,17$	15,24 * 2	284,99
$U_3 = 0,30$	6,00	99,00
$U_4 = 0,30$	12,00 * 2	396,00
$U_5 = 0,30$	6,00	99,00
$h_6 = 0,75$	36	1 485,00
Pérdida total en W		2 700,59

Conclusiones

- 1 Se cuantificaron las pérdidas térmicas del secador solar multipropósito con paneles aislantes autoportables, la transferencia de calor al medio es baja, lo que favorece la retención del calor, determinándose que las de mayor cuantía son las que ocurren entre el aire de la recámara y la chapa negra (10,90 W/m²K), lo que favorece el intercambio interno.
- 2 La caracterización térmica del secador (a través de los diferentes coeficientes de transferencia de calor) indican una correcta concepción en el diseño, lo cual permite hablar de un buen funcionamiento térmico del equipo, además del valor didáctico del cálculo de forma integral.

Bibliografía

- BÉRRIZ PÉREZ, L. *et al.* *Secador solar multipropósito*. Habana, 1991.
- BERGUES RICARDO, C. *et al.* *Secador solar doméstico con materiales de la construcción*. Revista Tecnología Química, No. 3, 1992.
- CARNERO FONSECA, R.; BERRIZ PÉREZ L.; DUHARTE, G.; TORRES TEN, A. *Secador solar de Saccharina Rústica. Prototipo experimental*. R. Tecnología Química. No. 3, 1992.
- CARNERO, R.; IBÁÑEZ, G.; TORRES, A. Y BÉRRIZ, L. *Caracterización térmica del prototipo experimental de secador solar de saccharina*. R. Solar.No. 27, México, 1994.
- CARNERO FONSECA R.; IBÁÑEZ DUHARTE G.; TORRES TEN, A. *Secador Solar Rotatorio*. R. Solar, México, No. 29, 1994.
- DUFFIE, J. A. and BECKMAN, W. A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Second Edition. Mc Graw-Hill. Inc. New York. 1991.
- INCROPERA, F. P. De Witt. *Fundamental of heat and mass transfer 1*. John Wiley & Sons. New York. 2001.
- ISACHENKO y otros, *Transmisión de calor*, T 1, Cap. 2, 8, y 9, Editorial Pueblo y Educación, 1984.
- TORRES TEN, A.; FONSECA FONSECA, S.; ABDALA RODRÍGUEZ, J.; PANTOJA ENRÍQUEZ, J.; IBÁÑEZ DUHARTE, G.; BERGUES RICARDO, C. *Conservación de productos con mínimo costo ambiental, generalización de una tecnología limpia*. Ponencia al evento internacional I encuentro Caribeño de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos 1997.
- TORRES TEN, A. Y FERROFERNÁNDEZ, V. *Situación del secado solar en Cuba. A la luz de criterios integrales para su uso extendido*. IX congreso Ibérico de energía solar. Córdoba. España. 2000.
- TORRES T. Alonso; FONSECA F. Susana; ABDALA R. Jorge; PANTOJA E. Joel. *Análisis térmico del secador solar de tambor rotatorio para granos*. Memorias de la Convención internacional CIEMA2003. Cuba. 2003.
- TORRES TEN, Alonso; FONSECA FONSECA, Susana y AndiÓN TORRES, Ronal, PERDOMO MIRANDA, Eider. *Análisis térmico de un secador solar multipropósito. Parte1. Coeficientes de transferencia de calor y pérdida global de energía*. CIEMA, 2005. ISBN 959-207-096-2.
- TORRES TEN, Alonso; FONSECA FONSECA, Susana; RICARDO BERGUES, Ciro; FERRO FERNÁNDEZ, Victor; MARTÍNEZ REYES, Arnaldo;

IGLESIAS DÍAZ, Roilán*; Andión TORRES, Ronald; PERDOMO MIRANDA, Eider; GRIÑAN VILLAFANE, Pedro; ESPINOSA BORGES, Ruberlando. Universidad de Oriente. Universidad Autónoma de Madrid. Conceptos para el uso

extendido del secado solar en la conservación de productos agrícolas. Monografías de excelencia 2007-2008. UO.2008.ISBN978-959-207-351-7

- KRASNOSCHIOKOV. E. A, Problemas de termo transferencia, Editorial MIR Moscú, 1977.