

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN SECADOR SOLAR PASIVO EN TRES DISTINTAS CONFIGURACIONES.

L. Mealla Sánchez, J. Morales Olaciregui.
Grupo de Investigación en Energías Alternativas
Universidad Autónoma del Caribe
Calle 90 No 46-112 C.P. 080020 – Barranquilla (Colombia)
Tel. 00575-3671219 – e-mail: luis.mealla@uac.edu.co

Recibido 14/08/13, aceptado 30/09/13

RESUMEN: Se presenta el estudio de eficiencia de tres configuraciones de secador solar con convección natural, sometidos a pruebas en vacío (sin carga). Cada uno de ellos está constituido por módulos que se acoplan para dar una diferente configuración de secador. Se encuentra que el potencial debido a la diferencia de humedad de la cámara con el ambiente es importante en los tres. En cuanto a la eficiencia, solo dos (Mixto e indirecto) presentan un valor apreciable debido al precalentador de aire que tiene como constituyente, en cambio el que no tiene el precalentador (directo), presenta una efectividad muy baja. Esta hipótesis se confirma cuando se calcula el factor de remoción promedio para cada uno de los secadores ensayados.

Palabras clave: energía solar, secadero, comportamiento térmico, efectividad.

INTRODUCCIÓN

El secado es uno de los métodos más viejos de preservación de alimentos. Se utilizan aun métodos tradicionales que tiene la ventaja de ser baratos y fáciles de reproducir, pero que al momento de evaluar la calidad del producto y el tiempo necesario para terminar con el proceso, resulta contaminado de varios elementos no deseados, disminuyendo sus cualidades como alimento seguro y hay que esperar mucho por él. La alternativa que resulta de realizar el mismo procedimiento utilizando un secador solar, disminuye sustancialmente la cantidad de contaminantes y se realiza en un tiempo más corto.

Es de especial interés aquellos secadores diseñados para una carga reducida, que utilicen convección natural para mover aire alrededor del producto y que a lo sumo se utilice una chimenea y un extractor eólico para amplificar el movimiento de fluido. Varios modelos fueron referidos por Ekechukwu (1999); León et al. (2002); Belissiotis et al (2011); Hii et al. (2012), entre los cuales podemos identificar tres tipos de secadores pasivos: **Integral** (directo) que consta de una cámara de secado con cubierta transparente a la cual se le adosa una chimenea con extractor eólico; **distribuido** (indirecto), constituido por una cámara de secado aislada, adosada a un calentador de aire (colector) y a una chimenea con extractor eólico y el secador de **modo mixto** que comprende un colector de aire, una cámara con cubierta transparente y una chimenea con extractor eólico adosados.

En el presente trabajo se presenta el estudio de la eficiencia térmica de los tres tipos de secadores mencionados mas arriba en pruebas sin carga durante un periodo de tiempo superior a las cuatro horas en tres días consecutivos. Las pruebas se realizaron en una localidad próxima a la ciudad de Barranquilla (11° Norte, 74,5° Oeste - Colombia) en el mes de abril. El análisis se realiza bajo el concepto de distintos criterios que se encuentran en la literatura.

DESCRIPCION

Evaluar el comportamiento térmico de distintos secaderos permite realizar comparaciones entre distintos modelos permitiendo predecir cuál de ellos se comportara mejor en similares condiciones ambientales. Para ello se propone evaluar la eficiencia del colector solar si lo hubiese, pues de ello dependen las condiciones de secado del aire que luego tiene contacto con el producto. Por otra parte también se propone analizar la eficiencia de evaporación de agua, que tiene que ver con la cantidad de vapor de agua que absorbe el aire caliente en la cámara de secado.

Literatura es muy abundante en métodos de evaluar la eficiencia de concentradores, por ejemplo Tiris et al.(1995) propone analizar con que eficiencia la energía que llega por radiación solar al colector se transmite al aire de secado. Definiendo un cociente entre el calor útil (la potencia por unidad de área que absorbe el aire) y la radiación total (potencia por unidad de área que llega en forma de radiación al colector) registradas en espacios de tiempo pequeños.

$$\eta_c = \frac{q_u}{q_r} \quad (1)$$

La potencia por unidad de área que atrapa el aire por su paso por el colector se define de la siguiente forma

$$q_u = m_a C_p (T_o - T_i) \quad (2)$$

La variable de comparación de la eficiencia del colector, en similitud a Duffie y Beckman (1991) es un parámetro que relaciona la temperatura promedio del fluido en el colector y la radiación total que llega al colector.

$$\xi = \frac{\frac{(T_o + T_i)}{2} + T_a}{q_r} \quad (3)$$

Maiti et al. (2011) proponen parámetros de diseño de un secador para un producto determinado, propone una expresión porcentual para la eficiencia basada en valores horarios de las variables involucradas en el cálculo de la eficiencia.

$$\eta_c = \frac{10^{-6} \dot{M}_a (T_c - T_a) C_p}{A_c I_c} \times 100 \quad (4)$$

Esta eficiencia debe ser representada en función de la hora del día en la que fue medida.

Gbaha et al. (2007) propone una expresión mas general, dependiendo de las variaciones en la diferencia de temperaturas de entrada y salida y de los valores de la radiación incidente.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_a C_p \int_{t_1}^{t_2} (T_o - T_i) dt}{A_c \int_{t_1}^{t_2} I_t dt} \quad (5)$$

Medidos en un lapso de tiempo en donde se suponga tanto la diferencia de temperatura y la radiación incidentes como constantes, se puede comparar esta expresión con la ecuación de Hottel-Whiller-Bliss (Duffie y Beckman, 1991) expresada como sigue.

$$\eta_c = \frac{q_u}{A_c I_t} = F_R (\alpha \tau) - F_R U_L \frac{T_i - T_a}{I_t} \quad (6)$$

Combinando la ecuación 5 y 6 se obtiene expresar el incremento de temperatura en función de la radiación incidente de la siguiente manera.

$$(T_o - T_i) = \frac{A_c F_R (\alpha \tau)}{\dot{m}_a C_p} I_t - \frac{A_c F_R (T_i - T_a) U_L}{\dot{m}_a C_p} \quad (7)$$

Esta última expresión proporciona un método de obtener parámetros característicos del colector cuando se utiliza como calentador de aire en el proceso de secado.

EXPERIENCIA

Se construyo un prototipo con tres módulos plenamente diferenciables a saber:

1. Un pre-calentador o colector de aire, construido con chapa galvanizada ondulada de 0,0002 m de espesor pintada de negro, de longitud 2,45 m y ancho 0,81m. El soporte de colector se construyo con madera de pino de sección cuadrada de 0,0254 m de ancho, en el interior se cubrió con plástico y el exterior con madera terciada de 0,004 m, se aisló con una espesor de 0,0254 m de lana de vidrio. La distancia entre la base interna del colector y la cubierta es de 0,1 m, colocando en la zona media la chapa galvanizada apoyada en tres soportes de PVC. La cubierta transparente se construyo de policarbonato alveolar con superficie anti-UV de 0,01 m de espesor, con las mismas dimensiones que la chapa galvanizada y enmarcado por perfil de aluminio. Se construyo de tal manera de que al montarse tuviese la inclinación igual a la latitud del lugar.
2. Una cámara de secado, construida con una chapa de hierro de 0,0003 m de espesor pintada de negro, enmarcada en madera de pino de sección cuadrada de 0.0254 m, cuyas dimensiones interiores son 0,81m de ancho y 0,6 de

profundidad. La altura que corresponde a la unión con el pre-calentador es de 0,3 m y la altura de la cara posterior es de 0,42 m, asegurando de que el techo de la cámara tenga una inclinación igual que la latitud del lugar. El exterior se cubrió de madera terciada de 0,004 m de espesor y se aisló con lana de vidrio de 0,0254 m. Se dispuso de dos techos desmontables, ambos de 0,81 m por 0,61 m. El primero, se construyó en un marco de madera de pino de sección cuadrada de 0,0254 m de espesor cubierta en ambas caras con madera terciada de 0,004 m de espesor y en medio lana de vidrio de 0,0254 m. La segunda cubierta se construyó de una chapa de policarbonato alveolar anti-UV de 0,01 m de espesor con la misma superficie que la primera tapa enmarcada en perfil de aluminio.

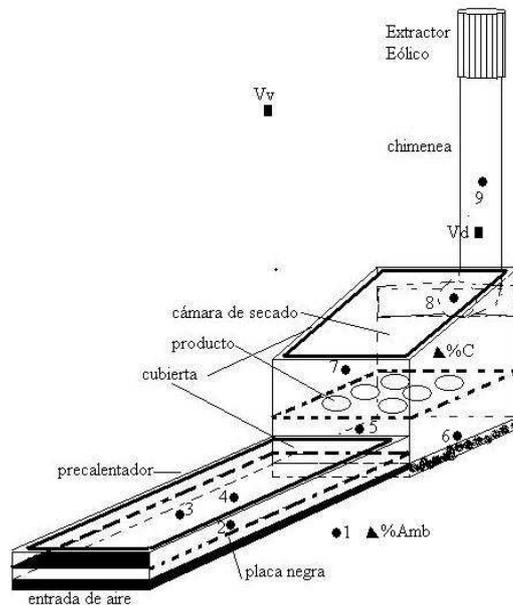


Figura 1: Vista general del secadero utilizado en la experiencia. (1) T ambiente (2) T chapa del colector (3) T cubierta del colector (4) T aire en el colector (5) T salida del colector (6) T chapa de la cámara (7) T Aire dentro de la cámara (8) T salida de la cámara (9) T en la chimenea (%Amb) Humedad relativa del ambiente (%C) humedad relativa en la salida de la cámara (V_d) Velocidad del aire en la chimenea (V_v) Velocidad del viento.

- Una chimenea construida en chapa de hierro de 0,002 m de espesor, con un diámetro interior de 0,2 m, apoyada en cuatro soportes de madera de pino, tipo caballete. La chimenea presenta un codo a 0,3 m a partir de la salida de la cámara de secado y luego una sección vertical de 1,2 m de altura, encima se colocó un extractor eólico constituido por dos aros metálicos ubicados uno encima de otro que aprisionan un conjunto de alabes paralelos que producen verticidad al paso de viento a través del espacio entre ellos provocando una baja de presión en el interior.



Figura 2: Esquema de operación de las tres configuraciones de secador.

Para ajustar la cámara de secado con el colector se dispuso de patas de madera de pino en la cámara, de tal manera que la altura desde el piso a la entrada de la cámara asegurase la inclinación del colector según la latitud del lugar. La conexión

entre el colector y la cámara de secado se recubrió en los bordes con burletes de goma para evitar filtraciones. Se usaron herrajes de tipo gancho, para asegurar la unión entre ambos componentes mediante presión. En la construcción del colector y la cámara de secado se utilizó silicona líquida para evitar toda posible filtración de aire. Para adosar la chimenea a la cámara de secado, en la parte posterior se colocó un tubo de PVC de 0,2 m de diámetro exterior, que se inserta en la chimenea antes del codo, el extremo de la chimenea que da a la cámara se reforzó con un burlete circular de goma. El esquema general del prototipo se puede ver en la figura 1.

Se midieron temperaturas en los puntos descritos en la figura 1 mediante termocuplas tipo K (precisión $\pm 0,5\text{ }^\circ\text{C}$) que fueron probadas en dos puntos específicos, mezcla de agua hielo y agua en ebullición. Las temperaturas se registraron en un datalogger Campbell de ocho canales con compensación de temperatura ($\pm(0.18\%$ de la medida $+ 0.8\text{ mV}$), -55° a 85°C). La humedad relativa se midió en dos puntos, ambiente y a la salida de la cámara. Se utilizaron dos sondas de humedad y temperatura HMP60 INTERCAP® de Vaisala ($\pm 3\%$ HR). La velocidad del viento se midió con un anemómetro de cazoleta Davies ($\pm 5\%$ de la medida) a los dos metros de altura y en la chimenea se midió con un anemómetro Lutrón AM-4213 ($\pm (2\% + 0.2\text{ m/s})$). La radiación sobre plano inclinado se midió con un sensor de fotodiodo de silicio SP-110 de Apogee Instruments (respuesta espectral de 300 a 1100 nm, $\pm 5\%$ de la medida). La velocidad del viento y la radiación fueron registradas por un datalogger de cinco canales Em50G de Decagon Devices. La velocidad del ducto fue registrada mediante una conexión USB a un computador portátil. Todas las mediciones se realizaron en intervalos de cinco minutos. La configuración de las tres disposiciones de secadores se muestra en la figura 2. Los tres prototipos se orientaron hacia el sur para obtener la mayor irradiación posible durante los ensayos.

RESULTADOS

El seguimiento de los valores de humedad relativa en los tres ensayos arrojó una buena diferencia entre la humedad relativa del ambiente y la alcanzada en el interior de la cámara de secado, lo que proporciona un buen indicio acerca de las condiciones de secado para cualquier producto, esto se puede observar en la figura 3.

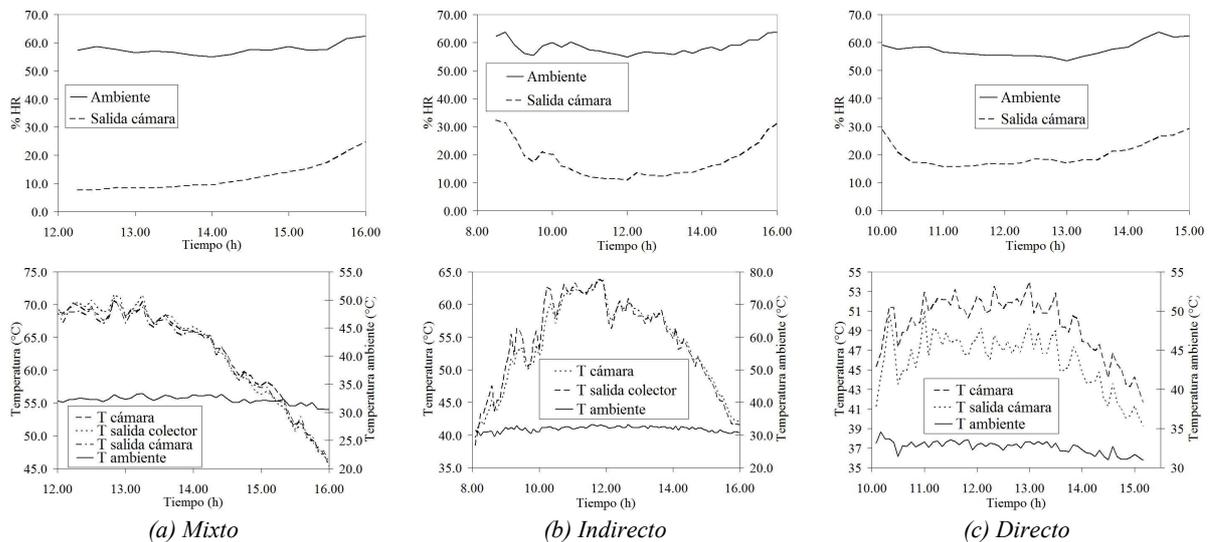


Figura 3: Humedad relativa y temperaturas de interés en cada uno de las tres configuraciones de secador.

Si observamos las temperaturas de salida de colector en el modo mixto e indirecto observamos que el salto máximo en la primera configuración de secador es de aproximadamente $40\text{ }^\circ\text{C}$ mientras que en la configuración en modo indirecto alcanza un máximo de aproximadamente $35\text{ }^\circ\text{C}$. En el modo directo el salto de temperatura máximo respecto al ambiente es de $20\text{ }^\circ\text{C}$. Se puede observar que en los dos primeros modos, la cámara se encuentra prácticamente a la misma temperatura de salida del colector, mientras que en el modo directo hay una diferencia un poco más grande.

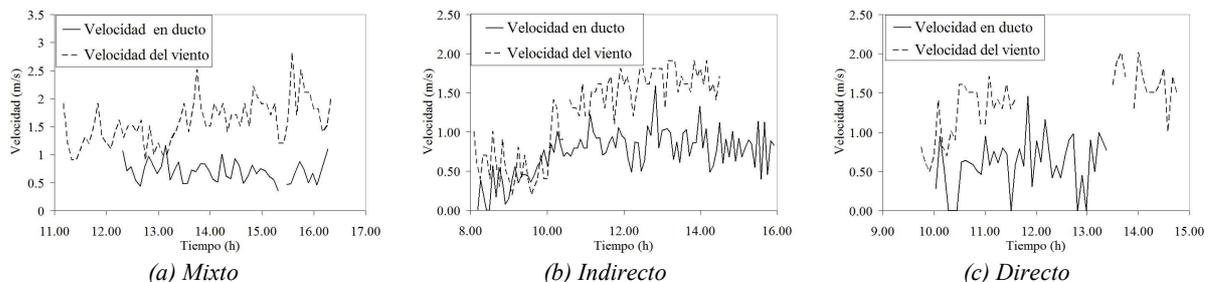


Figura 4: Velocidad de viento y en la chimenea (ducto) en cada uno de las tres configuraciones de secador.

La figura 4 muestra las medidas de las velocidades registradas en los tres ensayos con las respectivas configuraciones de secador, se observa que hay una tendencia hacia el seguimiento entre las dos velocidades, esto se puede explicar porque el

extractor eólico proporciona un mayor arrastre dependiendo de la velocidad del viento, en consecuencia la velocidad en el ducto de la chimenea será proporcional a ese arrastre reforzada por la fuerza de flotación proporcionada por el calentamiento del aire en el colector en el caso mixto e indirecto, o en la cámara en el caso directo.

La radiación en plano inclinado se registró sin demasiados problemas, los días de prueba estuvieron salpicados de nubes pasajeras, pero en general se trato de días con tendencia a claros. La figura 5 muestra la radiación en el plano inclinado, la temperatura a la salida del colector, la temperatura ambiente, y el ajuste de día claro de Hottel en el plano inclinado (según Geosol) calculado para los días en los cuales se realizaron los ensayos.

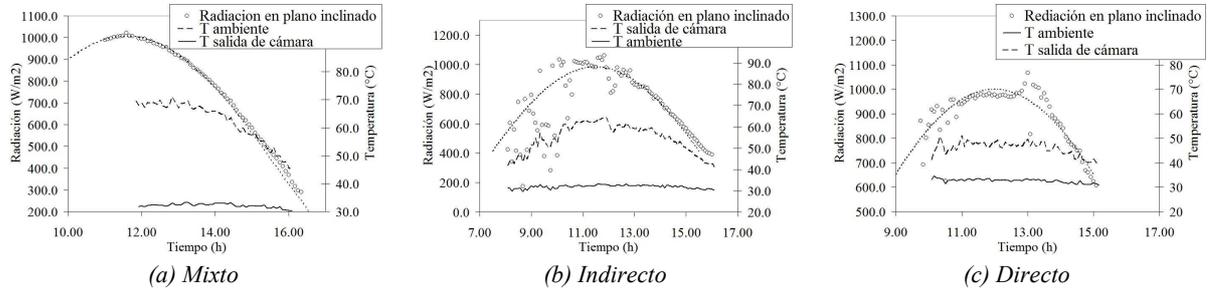


Figura 5: Radiación en plano inclinado, ajuste según método de día claro de Hottel, temperatura de salida de cámara y temperatura ambiente en cada uno de las tres configuraciones de secador.

Se representa la temperatura de salida de cámara y la temperatura ambiente para mostrar cual es el máximo potencial de calentamiento del secadero respecto a la temperatura ambiente. En todos los casos se observa una dependencia importante de las dos temperaturas con respecto a la radiación en plano inclinado.

Tomando las ecuaciones (1), (2) y (3) con los datos anteriores, se calcula la eficiencia cada cinco minutos, lo mismo que el factor con el cual se va a representar la eficiencia de cada uno de los secadores. Es importante señalar que se tomo en cuenta a la temperatura ambiente como la temperatura de entrada al colector, pues el registro se la misma se realizo a la sombra debajo del prototipo. Las ecuaciones (2) y (3) se modifican. En la figura 6 se observa la eficiencia de cada uno de los secadores en función del parámetro de temperatura por potencia por unidad de área.

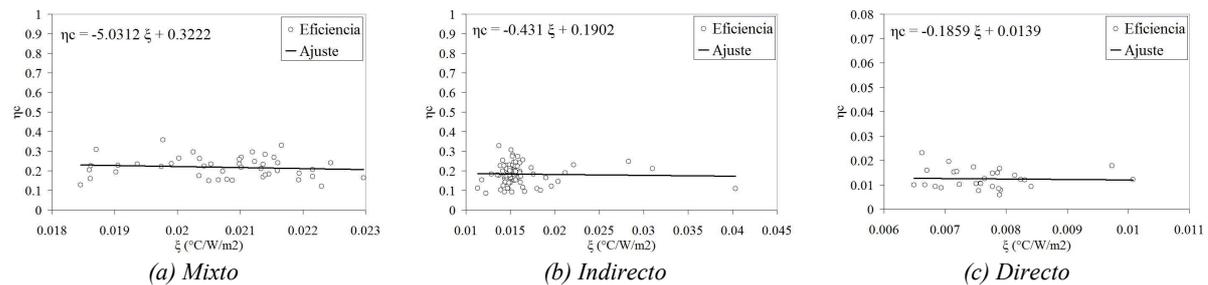


Figura 6: Efectividad térmica cada cinco minutos de las tres configuraciones de secador.

Para el cálculo de la efectividad térmica cada cinco minutos se dispuso tomar como temperatura de entrada a la temperatura ambiente, pues se supone que es similar a la temperatura de entrada al colector. No se observa una variación marcada de la eficiencia, el secador de tipo mixto oscila alrededor de un valor de eficiencia de 0,22 (para el cálculo del calor útil se tuvo en cuenta que el que calienta mas el aire es el colector, mientras que la cámara con cubierta transparente no produce un calentamiento significativo, de manera que no produce una variación importante en el valor del calor útil). El Secador de tipo indirecto presenta el mismo comportamiento, la eficiencia oscila alrededor de 0,18. En este ensayo, se pudo observar que el colector es el principal proveedor de energía al aire, la cámara opaca prácticamente tiene la misma temperatura. Por último, el secador de tipo directo presenta una muy baja eficiencia térmica si se lo analiza como colector (alrededor de 0,012), ya que posee una cubierta trasparente, esto se debe a que la velocidad en su interior es muy baja y el calentamiento no es tan importante como los otros dos modelos. No es concluyente este tipo de análisis para todos los colectores, pues no presenta una variación marcada de su rendimiento en función del parámetro de temperatura y energía. Este criterio no es suficiente para determinar cuál es el más efectivo desde el punto de vista térmico. En la literatura (Duffie y Beckman, 1991) se presentan mayores variaciones en la efectividad versus el parámetro.

Una importante comparación de la efectividad térmica de los tres modelos de colectores es respecto a su cálculo horario (ecuación (4)) comprado con el cálculo cada cinco minutos (Ecuaciones (1) y (2)). Esto se muestra en la figura 7.

Se observa que a pesar de que el secador de tipo mixto al presentar mayor superficie trasparente no alcanza una efectividad porcentual horaria como la que alcanza el secador de tipo indirecto. Si se comparan los valores horarios con los calculados cada cinco minutos se ve que existe una notable diferencia en valor, pero las tendencias son similares. El secador de tipo directo presenta muy baja efectividad horaria, pues no tiene una gran apertura y el calentamiento en el interior no es tan notable como los otros dos. Comparando con figura 6, se observa la variación del cálculo cada cinco minutos alrededor de un valor central, mientras que cuando se calcula con valores horarios tienen máximos definidos para una determinada hora del ensayo, por ejemplo el secador mixto alcanza una máximo de 48,5 %, el secador de tipo indirecto alcanza un 65,4 % y el

secador de tipo directo solamente alcanza un 13,9 %. Con este criterio aun consideramos a los dos primeros secadores como potencialmente efectivos mientras que el tercero no presenta un rendimiento aceptable.

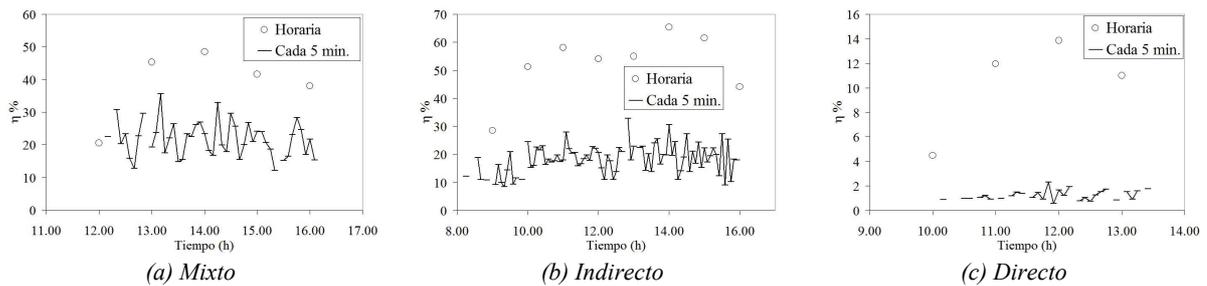


Figura 7: Efectividad térmica horaria comprada con la calculada cada cinco minutos de las tres configuraciones de secador.

Por último, si representamos la diferencia de la temperatura de salida de cámara y la temperatura ambiente en función de la radiación incidente, la curva que obtenemos es una recta cuya pendiente está relacionada con el factor de remoción del colector. La ecuación (7) se ve modificada pues el termino que depende de la temperatura de ingreso al colector se anula, por lo tanto los ajustes que se realizaron tiene termino independiente nulo

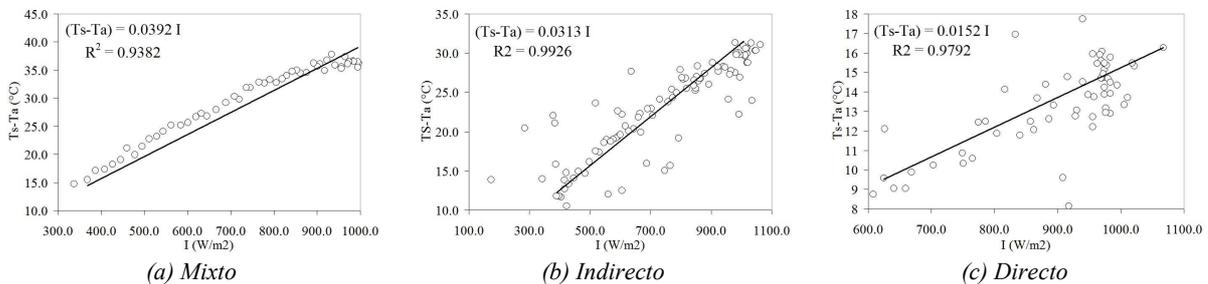


Figura 8: Diferencia de temperatura entre la salida de la cámara y la ambiente en función de la potencia por unidad de área recibida en las tres configuraciones de secador.

Se puede observar que ambas temperatura y la radiación incidente tienden a seguir la misma tendencia, el grafico 8 muestra un buen ajuste entre ellos. Si observamos la ecuación (7) vemos que el factor de remoción forma parte de la pendiente de la recta de ajuste, por los tanto, si calculamos el resto de los parámetros podremos obtener una expresión promedio del mismo. La tabla 1 presenta un resumen de todos valores calculados.

Tipo de secador	Flujo promedio (kg/s m ²)	Área de colección (m ²)	Pendiente (°C/W/m ²) $\frac{A_c F_R (\alpha \tau)}{\dot{m}_a C_p}$	F_R promedio
Mixto	0,29	2,5	0,039	0,778
Indirecto	0,17	2,0	0,031	0,453
Directo	0,05	0,5	0,015	0,258

Tabla 1: Parámetros característicos del ajuste de la diferencia de temperatura y radiación incidente.

Se observa en la tabla 1 que para valores promedios de flujo se encuentra factores de remoción promedio en función de las características geométricas y físicas de los constituyentes de cada secador. Se utilizo un valor de $(\alpha \tau)$ aproximadamente de 0,64 y el calor específico del aire. El secador de tipo mixto por tener mayor área de colección presenta un mejor factor de remoción, mientras que el secador de tipo directo presenta un factor más modesto. Los factores que pudiesen afectar este tipo de valores del parámetro de remoción son la apertura de cada secador y la velocidad de viento que pudiese ocurrir durante los ensayos, condicionando en gran manera al flujo en el interior de cada uno de los secaderos.

CONCLUSIONES

Se realizaron pruebas de calentamiento en vacío con tres configuraciones de secaderos, utilizando tres módulos independientes que se pueden conectar entres sí. En cada ensayo se midieron variables meteorológicas de interés tales como radiación, velocidad de viento y de aire, humedad y temperatura. Todas las pruebas se realizaron en vacío, es decir sin carga en la cámara de secado. Se midió cada cantidad en intervalos de cinco minutos proporcionando comportamientos entre las variables muy interrelacionados.

Siguiendo lo enunciando por distintos autores se compararon entre si la efectividad de cada uno de los secadores en función de la diferencia de temperatura y la energía recibida, se encuentra que solo se obtiene resultados apreciables cuando el

cálculo se realiza con valores horarios, al contrario de los cálculos con valores sensados en lapso de tiempo muy pequeño, estos últimos solo muestran variaciones de la efectividad alrededor de un valor promedio.

Se realizó el ajuste entre la diferencia de temperatura a la salida de la cámara de secado, suponiendo que es el indicador del calentamiento del aire con respecto a la temperatura, con la energía recibida. Con esta metodología se obtuvo valores del factor de remoción para cada secador que indican que el secador mixto lleva ventaja sobre los demás, aunque el secador de tipo indirecto no presenta demasiada desventaja con respecto al mixto. El secador tipo directo presenta un factor bajo, que dando en desventaja respecto a los otros dos.

NOMENCLATURA

η_c : Eficiencia del colector (adimensional)

q_u : Calor útil (J/sm^2)

q_r : Radiación total (J/sm^2)

m_a : Flujo de aire (kg/m^2s)

C_p : Calor específico del aire ($J/kg \text{ } ^\circ C$)

T_i : Temperatura de entrada del colector ($^\circ C$)

T_o : Temperatura de salida del colector ($^\circ C$)

ξ : Parámetro de temperatura ($^\circ C/W/m^2$)

T_a : Temperatura ambiente ($^\circ C$)

\dot{M}_a : Flujo másico de aire horario (kg/h)

A_c : Área de la cubierta que recibe radiación (m^2)

I_c : Radiación solar promedio en la superficie transparente horaria (MJ/m^2h)

\dot{m}_a : Flujo de masa de aire (kg/s)

$\int_{t_1}^{t_2} (T_o - T_i) dt$: Diferencia de temperatura en un determinado lapso de tiempo ($^\circ C s$)

$\int_{t_1}^{t_2} I_t dt$: Aporte en un determinado lapso de tiempo de la radiación instantánea (J/m^2)

F_R : Factor de remoción de calor en el colector (adimensional)

$(\alpha\tau)$: Producto absorción transmisión de la cubierta (adimensional)

U_L : Factor global de pérdida del colector ($W/m^2 K$)

I_t : Radiación incidente en un determinado lapso de tiempo (W/m^2)

REFERENCIAS

- Ekechukwu O.V. (1999). Review of solar-energy drying systems I: an overview of drying principles and theory. *Energy Convers Manage* 40(6), 593-613.
- Ekechukwu O.V., Norton B. (1999). Review of solar-energy drying systems. II: an overview of solar drying technology. *Energy Convers Manage* 40(6), 615-55.
- Ekechukwu O.V., Norton B. (1999). Review of solar-energy drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications. *Energy Convers Manage* 40 (6), 657-667.
- Leon M.A., Kumar S., Bhattacharya S.C. (2002). A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. *Renewable and Sustainable Energy* 6, 367-393.
- Belessiotis V, Delyannis E. (2011). Solar drying. *Solar Energy* 85, 1665-1691.
- Hii C.L., Jangam S.V., Ong S.P., Mujumdar A.S. (2012). *Solar Drying: Fundamentals, Applications and Innovations*. Recuperado 2012. <http://serve.me.nus.edu.sg/arum/>
- Tiris c., Tiris M., Dincer I. (1995). Investigation of the thermal efficiencies of a solar dryer. *Energy Conversion Management*. Vol. 36, No 3, pp. 205-212.
- Maiti S., Patel P., Vyas K., Eswaran K., Ghosh P.K. (2011). Performance evaluation of a small scale indirect solar dryer with static reflectors during non-summer months in the Saurashtra region of Western India. *Solar Energy* 85. 2686-2696.

Gbaha P., Yobouet Andoh H., Kouassi Sakara J., Kaménan Koua B., Touré S. (2007). Experimental investigation of a solar dryer with natural convective heat flow. *Renewable Energy* 32. 1817-1829.

Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª edición, pp. 296-311. Wiley Interscience, New York.

ABSTRACT

This work report the Thermal tests to measure heat efficiency of three different kinds of solar dryers in no load operation. Each one is made up coupled modules to yield a different dryer. The difference between two humidity data (chamber and environment) is significant in all three. Mixed an indirect dryers have a significant value of efficiency because they have a preheater, direct dryer don't has a preheater, it shows a very low efficiency. The average removal factor confirms the hypothesis.

Keywords: solar energy, drying, thermal behavior, effectiveness.