

Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta*

Energy assessment of a double cover flat-plate solar collector

Adrián Enrique Ávila Gómez**

Jorge Mario Mendoza Fandiño***

Julio Fernando Beltrán Sarmiento****

Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Montería (Colombia)

* **Apoyos y subvenciones:** Basado en el proyecto de investigación "Diseño, montaje y modelación de un secador integrado solar biomasa", en el marco de proyectos financiados internamente por la Universidad Pontificia Bolivariana de Montería al grupo de investigación OPUREB, Uso Racional de Energía y Biomasa (22 enero de 2007 - 22 de mayo de 2009).

** MSc en Ingeniería Mecánica. Director Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Montería (Colombia).
adrian.avila@upbmonteria.edu.co

*** Ingeniero Mecánico. Docente Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Montería (Colombia).
jorge.mendoza@upbmonteria.edu.co

Correspondencia: Universidad Pontificia Bolivariana. Km 8 vía Cereté, Córdoba (Colombia).

**** Ingeniero Mecánico. Joven Investigador, Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Montería. *jfbeltran20@gmail.com*

Resumen

En este artículo se establece la incidencia de la relación de aspecto (razón entre la longitud y ancho de un colector de área constante) sobre la eficiencia térmica de un colector solar de placa plana que utiliza doble cubierta transparente para el calentamiento de aire. Este estudio se realiza desde dos enfoques: el primero utiliza un modelo físico-matemático a partir de los balances de energía del colector, y el segundo utiliza un prototipo con su respectiva instrumentación para calcular su rendimiento de manera experimental. El colector está compuesto por una estructura en madera, una doble cubierta de vidrio transparente, una placa absorbidora de radiación solar y un ventilador para extraer el aire calentado. Para calcular el rendimiento se registraron de manera automática datos de temperatura, radiación solar y flujo másico de aire; durante aproximadamente 6 horas por varios días y bajo distintas condiciones climáticas de la ciudad de Montería, Córdoba (Colombia).

En general se encontró, para un área constante del colector, que la eficiencia térmica de este aumenta cuando la relación de aspecto aumenta y que el modelo teórico se ajusta de manera aceptable con los resultados experimentales.

Palabras clave: Área constante; colector solar; eficiencia; placa plana; relación de aspecto.

Abstract

This study establishes the effect of the aspect ratio (ratio between length and width of a constant collector area) on the thermal efficiency of a flat-plate solar collector that uses a double cover for air heating. The analysis has two approaches: first, using a physical-mathematical model that develop a steady state analysis from a collector energy balance and the second, using an instrumented prototype to calculate its performance in experimental way. The collector configuration consists in a wood structure, a double glass cover, an absorber plate of solar radiation and blower to extract the heated air. To calculate the performance temperature data, solar radiation and mass flow of air were automatically recorded for about 6 hours for several days and under different weather conditions in the city of Montería, Cordoba.

In general it was found, for a constant collector area, where the thermal efficiency increases when the aspect ratio increases and that the theoretical model fits in an acceptable way with the experimental results.

Keywords: Constant collector area; solar collector; efficiency; flat-plate; aspect ratio.

Fecha de recepción: 22 de julio de 2009
Fecha de aceptación: 1 de marzo de 2010

1. INTRODUCCIÓN

El secado es el proceso comercial más utilizado para la conservación y preservación de la calidad de los productos agrícolas [1]. Esta operación requiere de la utilización de temperaturas relativamente bajas, por lo cual son ideales para el aprovechamiento de energías renovables y disponibles en elevadas cantidades, como lo es el uso de la energía solar [2], [3].

El departamento de Córdoba (Colombia) se encuentra ubicado en una zona privilegiada en cuanto a la incidencia de radiación solar (aprox. 5Kwh/m² como promedio anual) [4], por lo cual esta región dispone de un recurso energético valioso, que potencialmente se puede convertir en eje de desarrollo tecnológico agroindustrial y beneficiar económicamente a los agricultores de esta zona que se destaca por su gran vocación agrícola.

En los últimos años se han estudiado y desarrollado diversas técnicas y equipos con el propósito de utilizarlos en el secado de especies hortícolas, granos y demás productos agrícolas; dentro de estos estudios se destacan sistemas como los de Bistoni et al. [5], que consideran a los colectores de aire como óptimos para el uso de sistemas de secado de productos agrícolas que utilicen energía solar, y describen un modelo numérico que incluye el análisis de la transferencia de calor entre las distintas partes constitutivas del colector, las temperaturas y la eficiencia del mismo. También se destaca Costa et al. [6], quienes combinaron el secado mecánico con el natural al utilizar la energía colectada como radiación solar y convección forzada del aire en el procedimiento de secado de granos, para lo cual implementaron un colector de placa plana. Otros autores, como Belen et al. [7], quienes utilizan sistemas híbridos solar-eléctricos, diseñaron un prototipo de colector solar para establecer el efecto del secado en las propiedades bromatológicas de la palma coroba. En el desarrollo de los colectores solares para el calentamiento de aire se han estudiado diversos tipos como son los de placa corrugada en "V", de doble paso y los de placa plana [8]. Por lo general se utilizan en aplicaciones de temperatura moderada (hasta 100 °C por encima de la temperatura ambiente), emplean tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren seguimiento solar y necesitan poco mantenimiento. Estas características los hacen ideales para el diseño de sistemas solares de energía al mínimo costo. Bajo esta perspectiva se justifica el diseño de

un colector de placa plana con una eficiencia baja, si los costos se reducen sustancialmente.

Los colectores de placa plana se han estudiado desde hace varios años, principalmente en las aplicaciones de calentamiento de agua. En cuanto al calentamiento de aire se destacan los estudios realizados por Ho et al. [9], en el cual se estudia el efecto de la utilización de baffles y doble paso de aire en el desempeño de un colector solar de placa plana. Gupta et al. [10] realizaron una evaluación energética de un colector solar de placa plana, en el cual se estableció la relación de aspecto y la profundidad del ducto óptimas del colector. Karwa et al. [11] evaluaron analíticamente el rendimiento termo-hidráulico de un calentador solar de aire, con base en la igualdad de poder de bombeo de colectores o subcolectores unidos en serie o en paralelo, variando la profundidad del ducto y evaluando la eficiencia energética de los módulos de subcolectores en serie o en paralelo para deducir la mejor configuración para el conjunto de parámetros investigados.

Los colectores de placa tienen una gran aplicabilidad en sectores de la sociedad donde el factor costo es más importante que el de eficiencia; sin embargo, se requiere que la implementación de estos sistemas de baja eficiencia aprovechen la mayor cantidad de energía posible. Con base en esto, el propósito de la investigación fue realizar un estudio teórico - experimental de la influencia que tiene la relación de aspecto (razón entre la longitud y ancho de un colector de área constante) sobre la eficiencia de un colector solar de placa plana que utiliza doble cubierta transparente para el calentamiento de aire.

2. DESCRIPCIÓN TEÓRICA

Colector solar para el calentamiento de aire

Su forma más simple consiste de una lámina de vidrio o material transparente situado en la parte superior, una placa plana que actúa como un cuerpo negro para absorber calor y una estructura aislada térmicamente que dé soporte a los elementos anteriores. Para su funcionamiento los rayos del sol pasan a través del vidrio y son atrapados en el espacio entre la cubierta y la placa o absorbedor. El calor es posteriormente usado para la calefacción de las casas, para el calentamiento de piscinas o para calentar el aire.

El uso de aire como fluido de trabajo hace que estos colectores ocupen un importante puesto entre los sistemas de calentamiento solar, puesto que reduce el número de componentes requeridos en estos.

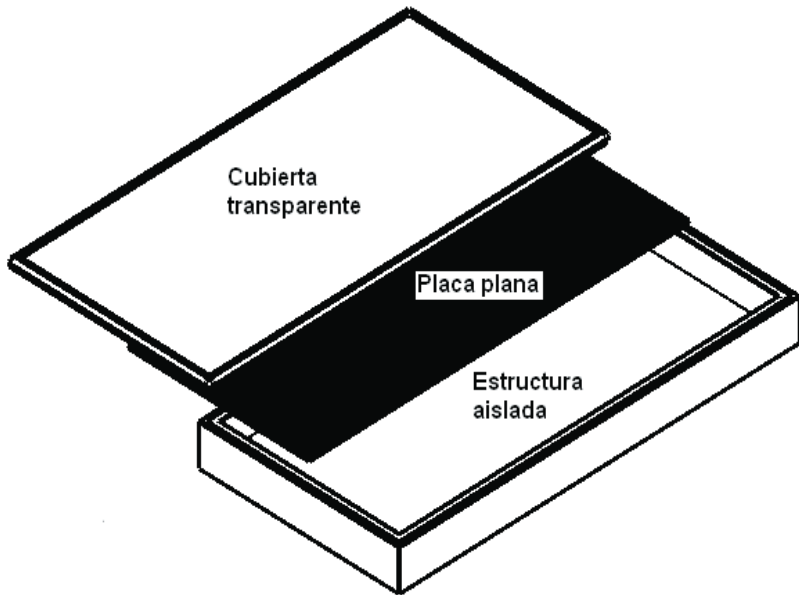


Figura 1. Elementos de un colector solar de placa plana

Calor útil

De acuerdo con Duffie et. al [12], el calor útil para el aire se puede calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_u = A_c [S - U (T_{pm} - T_a)] = A_c [\tau_g \alpha_p I_T - U_l (T_{pm} - T_a)] \quad (1)$$

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2)$$

$$Q_u = A_c F_R [S - U_l (T_i - T_a)] \quad (3)$$

Donde A_c es el área del colector, S es la radiación solar absorbida por unidad de área, U es el coeficiente global de transferencia de calor, T_{pm} es la temperatura media de la placa, T_a es la temperatura ambiente, τ_g es la transmitancia del vidrio, α_p es la absorbancia de la placa, U_l es el coeficiente

global de pérdidas del colector, \dot{m} es el flujo másico, C_p es el calor específico, T_o es la temperatura de salida y T_i es la temperatura de entrada.

F_R es el factor de remoción de calor y es dado por:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{U_l A_c} \left[1 - e^{-(U_l A_c F') / \dot{m} C_p} \right] \quad (4)$$

Para la ejecución de ecuación anterior (4) es conveniente definir el factor de flujo del colector F'' como la relación entre F_R y F' .

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = C_d \left[1 - e^{-1/C_d} \right] \quad (5)$$

Este factor de flujo del colector está en función de la capacitancia adimensional, la cual está dada como:

$$\frac{\dot{m}C_p}{A_c U_l F'} \quad (6)$$

La temperatura de placa media de la ecuación (1) está dada por

$$T_{pm} = T_i + \frac{Q_u}{A_c F_R U_l} (1 - F_R) \quad (7)$$

La temperatura del fluido media puede ser encontrada integrando la siguiente ecuación [12] para valores de 0 a L

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) dy \quad (8)$$

Al resolver esta integral y sustituyendo FR y Qu de las ecuaciones (4) y (3) respectivamente, la temperatura de fluido media demostrada por Klein et al. [13] es:

$$T_{fm} = T_{fi} + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_l} (1 - F''') \quad (9)$$

Cálculo de coeficiente de pérdidas de calor total

A lo largo de la dirección de flujo existen puntos en los cuales la energía solar absorbida calienta la placa a una temperatura TP. Además, se transfiere energía de la placa al aire ambiente por medio del coeficiente de pérdida trasero Ub, hacia el fluido Tf a través del coeficiente de transferencia de calor por convección h2, y a la parte inferior de la cubierta de vidrio debido al coeficiente de transferencia de calor por radiación linealizado hr. La energía es transferida a la cubierta de vidrio desde el fluido por medio del coeficiente de transferencia de calor por convección h1. Se pierde energía hacia el ambiente a través del efecto combinado de los coeficientes de convección y radiación Ut. Es importante anotar que el Ut puede incluir los efectos de la utilización de múltiples cubiertas.

A partir del balance de energía en la cubierta, la placa y el del fluido se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$U_t(T_a - T_c) + h_r(T_p - T_c) + h_1(T_f - T_c) = 0 \quad (10)$$

$$S + U_b(T_a - T_p) + h_2(T_f - T_p) + h_r(T_c - T_p) = 0 \quad (11)$$

$$h_1(T_c - T_f) + h_2(T_p - T_f) = q_u \quad (12)$$

Estas tres ecuaciones se resuelven de manera que el calor útil esté expresado como una función de U_b , h_1 , h_2 , h_r , T_f y T_a . Es decir, se eliminan, T_p y T_c ; luego, al sustituir esto dentro de la ecuación q_u , se obtiene que:

$$q_u = F' [S - U_l(T_f - T_a)] \quad (13)$$

Por consiguiente, el coeficiente de pérdidas de calor total y el factor de eficiencia para colectores solares de placa plana se muestra en la figura. 2

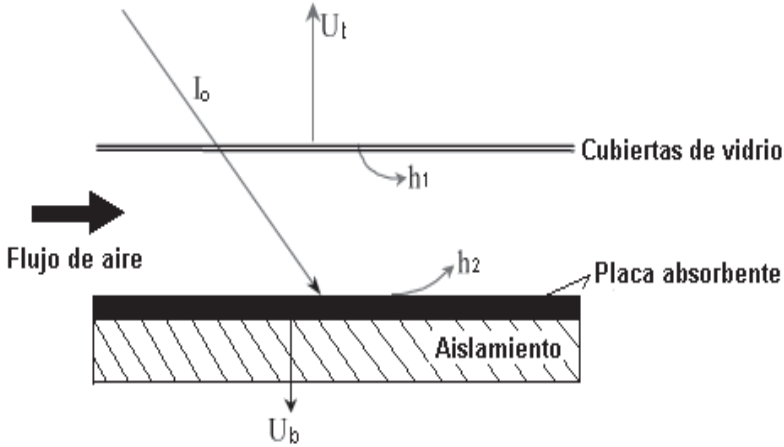


Figura 2. Pérdidas globales del colector solar de placa plana

Con $h = h_1 = h_2$ están dados por las siguientes ecuaciones [14]:

$$U_t = \frac{(U_b + U_t)(h_1 h_2 + h_1 h_r + h_2 h_r) + U_b U_t (h_1 h_2)}{h_1 h_r + h_2 U_t + h_2 h_r + h_1 h_2} \quad (14)$$

$$F' = \frac{h_r h_1 + h_2 U_t + h_2 h_r + h_1 h_2}{(U_t + h_r + h_1)(U_b + h_2 + h_r) - h_r^2} \quad (15)$$

El coeficiente de pérdidas de calor inferior está dada por la ecuación:

$$U_b = \frac{k_b}{\delta_b} \quad (16)$$

Y el coeficiente de pérdidas de calor superior por la ecuación

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{T_{pm} - T_a}{N + f} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + \ell) + \frac{2N + f}{\varepsilon_g} \frac{1 + 0,133\varepsilon_p}{N}} \quad (17)$$

Donde $e = 0,430(1 - 100/T_{pm})$

$f = (1 + 0,089h_w - 0,1166h_w\varepsilon_p)(1 + 0,07866N)$ $C = 520(1 - 0,000051\beta^2)$ para $0^\circ < \beta < 70^\circ$ $\ell = 0,00591Nh_w$

Y el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire que fluye por encima de la superficie exterior de la cubierta de vidrio, el cual depende de la velocidad del viento [15] está dado por la ecuación

$$h_w = 5,7 + 3,8V_w \quad (18)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación h_r entre la placa absorbidora y la cubierta, está dada por la siguiente ecuación:

$$h_r = \frac{4\sigma T_{fm}^3}{\left[(1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c) - 1 \right]} \quad (19)$$

Cálculo de la transferencia de calor por convección

La razón de transferencia de calor entre dos placas inclinadas a un ángulo horizontal es de gran importancia en el rendimiento de colectores de placa plana. Los datos de transferencia de calor por convección son correlacionados normalmente en términos de tres parámetros adimensionales: el número de Reynold R_e , el número de Nusselt N_u y el número de Prandtl P_r .

Muchas aplicaciones de ingeniería implican transporte por convección en ductos no circulares. Sin embargo, muchos de los resultados del ducto circular se vuelven aplicables mediante el uso de un diámetro efectivo como longitud característica [16]. A este se le denomina diámetro hidráulico y se define como

$$D_h = \frac{4A_h}{P} \quad (20)$$

Este es el diámetro que se debe utilizar para calcular parámetros como R_e y N_u .

$$R_e = \frac{\dot{m}D_h}{A_h\mu} \quad (21)$$

Donde el flujo másico es calculado con la ecuación

$$\dot{m} = \rho V_a A_h \quad (22)$$

Cálculo del coeficiente convectivo

De acuerdo con Kays [17], para régimen de flujo turbulento completamente desarrollado ($D_h \geq 30$) para la condición en la cual un lado es calentado y el otro permanece aislado, se tiene la siguiente correlación:

$$N_u = \frac{hD_h}{k} = 0,0158R_e^{0,8} \quad (23)$$

Cuando se tienen ductos cortos, el desarrollo térmico e hidrodinámico resaltarán en un aumento significativo en el coeficiente de transmisión de calor cerca de la entrada. Para este caso, Rohsenow et al. [18] presenta números de Nusselt locales para el caso de temperatura de pared constante. La correlación correspondiente en este caso es:

$$N_u = N_{u\infty} \frac{a(R_e P_r D_h / L)^m}{1 + b(R_e P_r D_h / L)^n} \quad (24)$$

Donde las constantes a , b , m y n , se encuentran en la tabla 1.

Tabla 1. Constantes de la ecuación (24) para el cálculo del Nu para ductos circulares con temperatura de pared constante [18]

Prandtl	a	b	M	n
0,7	0,0791	0,0331	1,15	0,82
5	0,0534	0,0335	1,15	0,82
	0,0461	0,0316	1,15	0,84

De este modo se tiene que los coeficientes de transferencia de calor por convección dentro del ducto, h_1 y h_2 equivalen a:

$$h = N_u \frac{k_a}{D_h} \quad (25)$$

Cálculo de la eficiencia del colector

El rendimiento del colector está determinado por su eficiencia, la cual se define como la relación entre el calor útil en períodos de tiempo específicos sobre la energía solar incidente en un área determinada en el mismo período [12]. A partir de esta definición, la representación conveniente de la eficiencia para colector solar de lámina y tubo es:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_o} \quad (26)$$

3. MATERIALES Y MÉTODOS

Evaluación teórica del colector

El procedimiento para el cálculo de los valores teóricos de la eficiencia η se describe a continuación. Primero, con geometrías del colector conocidas (Longitud, $L=1,3; 1,8385; 2,2517$ y $2,6\text{m}$; Ancho, $B=0,65; 0,4596; 0,3753$ y $0,325\text{m}$; Altura, $H=0,09\text{m}$ y propiedades del sistema; $\tau_g, \alpha, C_p, \rho$ (densidad), μ (viscosidad absoluta), k (conductividad térmica), k_b, δ_b (espesor), $\epsilon_p, \epsilon_c, \epsilon_g$ (emitancia de la placa, cubierta y vidrio), así como las condiciones de operación dadas; I_0 (radiación solar incidente), T_a, V_w (Velocidad del viento), \dot{m} , T_{i_r} se estiman los valores de las temperaturas T_{pm}, T_{fm} y se calcula un valor temporal de η por medio de la ecuación (26). Los valores de T_{pm} y T_{fm} son entonces comprobados con las ecuaciones (8) y (9), respectivamente; en caso de que esto valores no coincidan se itera nuevamente hasta que los valores asumidos sean iguales a los calculados. Con base en estos resultados, el valor correspondiente de η es finalmente obtenido.

Evaluación experimental del colector

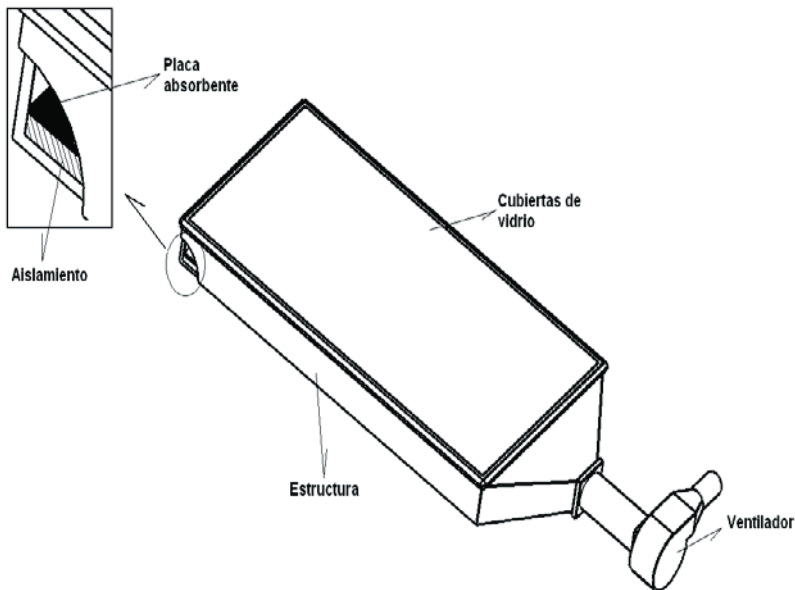


Figura 3. Colector solar de placa plana de doble cubierta

El colector solar de $0,845 \text{ m}^2$ de área está constituido por cuatro elementos fundamentales: una placa absorbadora, una doble cubierta transparente, un ventilador y una carcasa aislada que encierra y soporta cada uno de los elementos ya mencionados. Para la construcción del sistema se ha utilizado lámina de acero galvanizado pintada de negro mate, placas de vidrio de 4mm de espesor, láminas de icopor como material aislante y madera. Todos estos materiales son de bajo costo y de fácil consecución.

Los equipos utilizados en la toma de datos fueron: termómetros de mercurio, termocuplas tipo K, un piranómetro marca LI-COR 200, un anemómetro y una tarjeta de adquisición de datos. Las mediciones fueron tomadas en la ciudad de Montería – Córdoba, localizada al noroeste de Colombia a $08^{\circ} 45' 27''$ de latitud Norte y $75^{\circ} 53' 24''$ de longitud Oeste. Para calcular el rendimiento se registraron de manera automática datos de temperaturas, radiación solar global y flujo másico de aire; durante aproximadamente 6 horas por varios días y bajo distintas condiciones climáticas. Para esto se distribuyeron uniformemente seis termocuplas a lo largo y ancho de la placa. A la salida del colector se ubicó un anemómetro que permitía el registro de la temperatura y velocidad de salida del aire. El piranómetro se ubicó en la parte central del colector para establecer la radiación global incidente. Todos estos elementos estaban conectados a una tarjeta de adquisición de datos marca DaqPRO de ocho canales, la cual guardaba los datos para ser procesados en un computador posteriormente.

Las condiciones experimentales y las propiedades físicas empleadas en este estudio son: $A_c=0,845\text{m}^2$; $L=1,3\text{m}$; $B=0,65\text{m}$; $H=0,09\text{m}$; $t_g=0,77$; $a=0,96$; $\epsilon_c=0,90$; $\epsilon_p=0,84$; $\epsilon_g=0,04$; I_0 (Ver Figuras. 4, 5, 6 y 7); $T_a=303\text{K}$; $V_w=0,74\text{m/s}$; $m=0,012\text{Kg/s}$. 210000. Los valores de emisividad, transmitancia y absorbanza se tomaron con base en la configuración del colector y los valores suministrados por [19] y [20]. Se asume que la emisividad espectral de las superficies y la absorbanza no dependen de la longitud de onda, es decir que se comportan como un cuerpo gris; así mismo, que la absorbanza de la cubierta es despreciable con respecto a las pérdidas que por esta se pueda generar [12].

4. RESULTADOS Y DISCUSIONES

Evaluación teórica

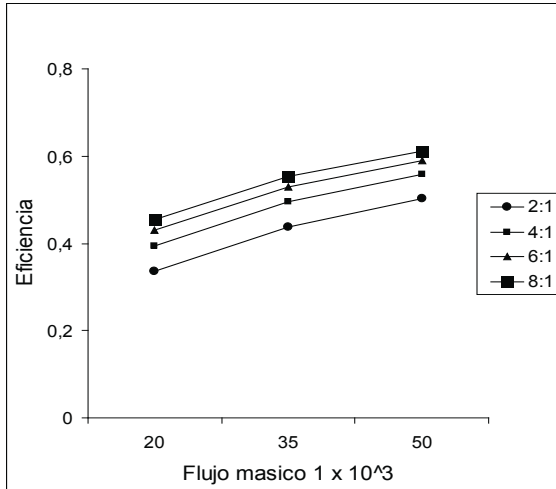


Figura 2. Efecto de la relación de aspecto sobre la eficiencia del colector para un régimen turbulento en kg/s

Se estudió el efecto que tiene la relación de aspecto sobre la eficiencia de un colector solar de placa plana. Para esto se estableció el desempeño del colector bajo regímenes de flujo turbulento y laminar, utilizando distintas relaciones de aspecto (2:1, 4:1, 6:1 y 8:1). En la figura 2 se muestra el efecto que tuvo la variación de la relación de aspecto cuando se evaluó el colector bajo régimen turbulento. En esta figura se ve claramente que la eficiencia del colector se ve fuertemente afectada por la relación de aspecto y el flujo másico de aire, de modo que a medida que aumenta la relación de aspecto la eficiencia aumenta, incluso para un flujo másico fijo. Por otro lado, a medida que el flujo másico incrementa la eficiencia del colector también se aumenta.

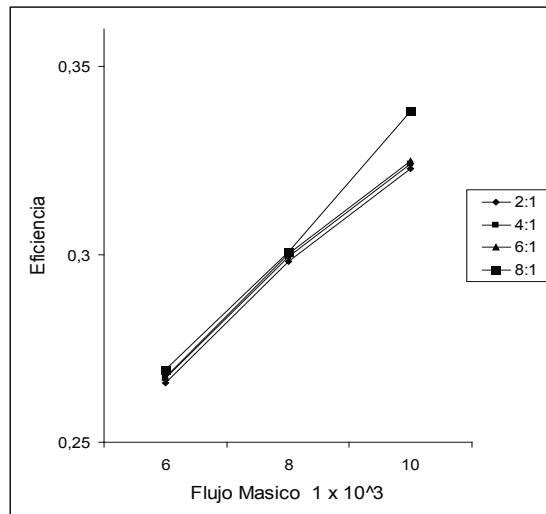


Figura 3. Efecto de la relación de aspecto sobre la eficiencia del colector para un régimen laminar en kg/s

También se estudió el efecto que tiene la relación de aspecto sobre la eficiencia de un colector de placa plana cuando se encuentra bajo régimen laminar utilizando las relaciones de aspecto establecidas anteriormente. En la figura 3 se muestra el efecto que tuvo la variación de la relación de aspecto cuando se evaluó el colector bajo régimen laminar. En esta figura se ve que la eficiencia del colector no es afectada por la relación de aspecto en la misma proporción que para el flujo turbulento, excepto para el punto que corresponde a la mayor relación de aspecto y el máximo flujo másico. La razón para este comportamiento atípico de este punto se puede explicar en el hecho de que las condiciones de flujo y la geometría del colector en este punto hacen que se acerque mucho a la transición entre el régimen laminar y el turbulento. Por otro lado, al igual que en el análisis anterior, el flujo másico de aire afecta de modo que a medida que este aumenta, la eficiencia también aumenta.

Los resultados encontrados en el estudio teórico se pueden explicar en el hecho de que a medida que la relación de aspecto aumenta, el área transversal del ducto por donde fluye el aire se reduce, lo cual incrementa la

velocidad de flujo del aire y también aumenta la tasa de transferencia de calor convectiva desde la superficie absorbadora de radiación hacia el aire.

Este fenómeno es más evidente para regímenes de flujo turbulento debido a que esta condición, a su vez, implica mayores tasas de transferencia de calor. El incremento de la eficiencia con el aumento de flujo másico se explica de manera análoga, ya que el régimen de flujo depende directamente del flujo másico, y tiende a turbulento cuando este se incrementa

Evaluación experimental

Una vez realizado el estudio teórico del colector, se procedió a realizar una evaluación experimental utilizando un prototipo, cuya geometría es equivalente la relación de aspecto 2:1 usada en la evaluación teórica. En este colector se estableció la variación de la eficiencia instantánea a distintas horas del día y para diferentes flujos másicos.

Estos resultados se compararon con los cálculos de eficiencia utilizando el modelo teórico antes descrito con los parámetros de radiación promedio registrados por el piranómetro a las distintas horas.

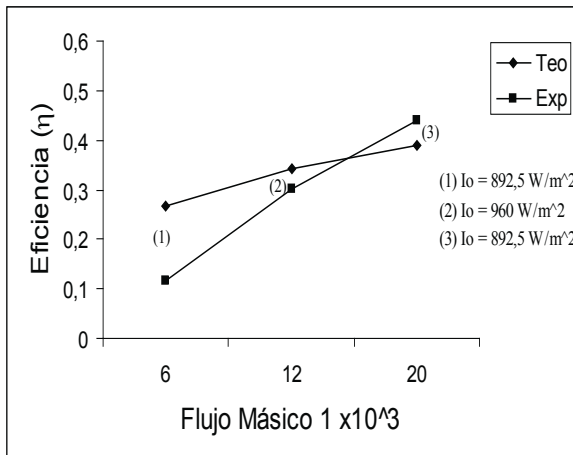


Figura 4. Variación de la eficiencia en función del flujo másico para una radiación solar determinada a las 10:00 a.m.

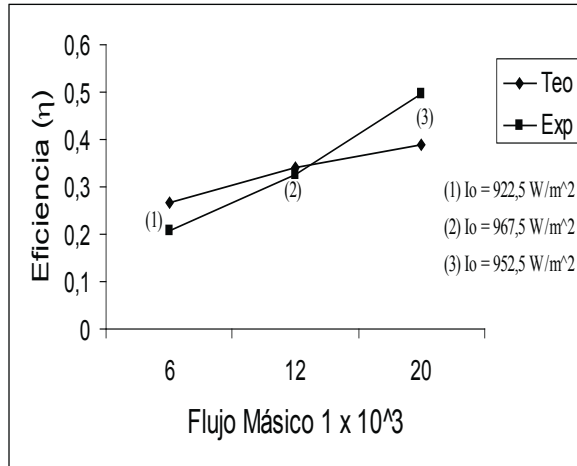


Figura 5. Variación de la eficiencia en función del flujo másico para una radiación solar determinada a las 11:00 a.m.

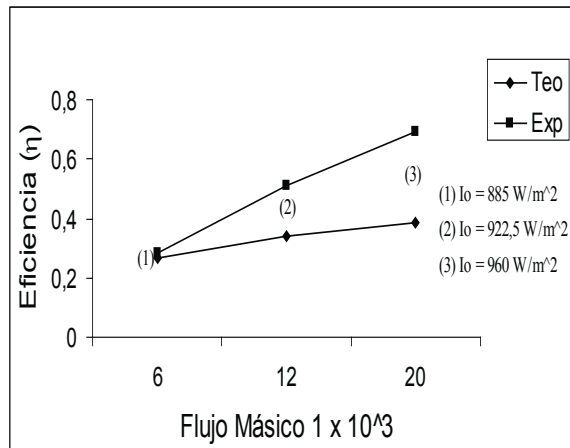


Figura 6. Variación de la eficiencia en función del flujo másico para una radiación solar determinada a la 01:00 p.m.

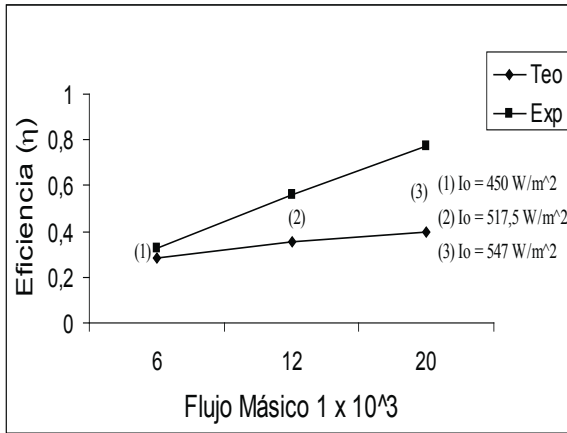


Figura 7. Variación de la eficiencia en función del flujo másico para una radiación solar determinada a las 02:00 p.m.

En las figuras 4, 5, 6 y 7 se muestra que la eficiencia experimental al inicio de la puesta en marcha del colector tiende a ser más baja que la teórica; sin embargo, a lo largo de la operación esta tiende a aumentar hasta el punto que al final de la toma de datos (2:00 PM) es superior a la teórica. Esta situación se da en los dos primeros flujos másicos evaluados, pero difiere del más alto en el cual la eficiencia siempre es más alta que en la teórica.

Las inconsistencias de estos resultados radican en la limitación inherente que tiene el hecho de comparar un análisis en estado estable con uno completamente dinámico, como es la realización de pruebas al aire libre, donde las condiciones meteorológicas son tan fluctuantes, especialmente si se tiene en cuenta que la época del año en la cual se hicieron las mediciones en la ciudad de Montería se caracteriza por los súbitos cambios de clima. Para sobrellevar estos inconvenientes se requiere realizar las mediciones en épocas del año más estables y en mayor cantidad, o realizar un análisis del colector en estado transitorio. En la segunda parte de este estudio se tendrán en cuenta estas consideraciones con el fin de desarrollar un análisis más adecuado para su comparación con el modelo teórico.

5. CONCLUSIONES

Al estudiar el desempeño del colector bajo régimen de flujo turbulento y laminar y utilizando distintas relaciones de aspecto se encontró que: La eficiencia del colector se ve más afectada cuando se encuentra bajo régimen de flujo turbulento que bajo régimen de flujo laminar, debido a que la primera condición implica mayores tasas de transferencia de calor. El incremento de la eficiencia con el aumento de flujo másico de aire también es más evidente para el flujo turbulento debido a que al aumentar la relación de aspecto, el área transversal del ducto por donde fluye el aire se reduce, lo cual incrementa la velocidad de flujo del aire y con ello el flujo másico, tendiendo a turbulento cuando este se incrementa.

Por otro lado, se tiene que al realizar la evaluación experimental preliminar utilizando un prototipo de colector solar equivalente a una de las relaciones de aspecto evaluadas anteriormente y al compararlas con los cálculos teóricos, se encontró que: Las inconsistencias de los resultados radica en el hecho de comparar un análisis en estado estable con uno completamente dinámico, como es la realización de pruebas al aire libre donde las condiciones meteorológicas son bastantes fluctuantes. Para sobrellevar estos inconvenientes se requiere realizar mediciones en épocas del año más estables o realizar un análisis del colector en estado transitorio.

Referencias

- [1] M. Karim, M. Hawlader, "Development of solar air collectors for drying applications", *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n.º 3, 2004, p. 329.
- [2] S. Nandwani. "Energía solar. Conceptos básicos y su utilización". Universidad Nacional, Heredia (Costa Rica). Jun. 2005 [Online]. Disponible: http://www.una.ac.cr/fisica/index.php?option=com_content&task=view&id=15&Itemid=28 [Consultado: Mar. 20, 2009]
- [3] G.N. Tiwari. *Solar energy. Fundamentals, design, modelling and applications*. New Delhi: Nova Science Publishers, 2004, p. 94.
- [4] H. Rodríguez y F. González, *Manual de radiación solar en Colombia*, Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 1992.
- [5] S. Bistoni, A. Iriarte y L. Saravia. "Análisis teórico de un colector solar de aire", *Revista Avances en energía renovables y medio ambiente*, vol. 7, pp. 201-206, 2003.
- [6] A. Costa y S. Ferreira. "Sistema de secado solar para frutos tropicales", *Información Tecnológica*, vol. 18, n.º 4, pp. 49-58, 2007.

- [7] D. Belen et. al, "Efecto del secado solar en los contenidos de humedad, carbohidratos, carotenoi-des totales e índice de peróxidos del mesocarpio de la palma coroba", *Interciencia*, vol. 32, n.º 4, pp. 257-261, 2007.
- [8] A. Karim, and M. Hawlader, "Development of solar air collectors for drying applications", *Energy Conversion and Management*, vol. 45, 2004.
- [9] C. Ho, H. Yeh, T. Cheng, T.C. Chen and R. Wang, "The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached", *Applied Energy*, vol. 86, n.º 9, pp. 1470-1478, 2009,
- [10] M. Gupta, S. Kaushik, "Performance evaluation of solar air heater having expanded metal mesh as artificial roughness on absorber plate", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, n.º 5, pp. 1007-1016, 2009.
- [11] R. Karwa R, S. Garg, A. Arya, "Thermo-hydraulic performance of a solar air heater with n-subcollectors in series and parallel configuration", *Energy*, vol. 27, n.º 9, pp. 807-812, 2002.
- [12] J. A. Duffie, and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 3rd ed. New York: Wiley, 1980, pp. 251-299.
- [13] S. Klein, J. A. Duffie, and W. A. Beckman, "Transient considerations of flat-plate solar collectors", *J Eng Power Trans ASME*, vol. 96, pp. 109-113 9, 1974.
- [14] J. A. Duffie, and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 3rd ed. New York: Wiley, 1980, pp. 282-285.
- [15] W. H. McAdams, *Heat transmission*, 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1954.
- [16] B. Petukhov, T. F. Irvine, and J. P. Hartnett, *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, New York: Academic Press, 1970.
- [17] W. Kays W. *Convective heat and mass transfer*. New York: McGraw-Hill, 1966.
- [18] W. M. Rohsenow, and H. Choi, *Heat mass and momentum transfer*. New Jersey: Prentice-Hall, 1961.
- [19] J. Kreider, C. Hoogendoorn, F. Kreith, *Solar design: Components, systems, economic*. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989, pp. 44-55
- [20] ASHRAE, *Handbook of HVAC Applications*, vol 4, Ch 32. Atlanta: ASHRAE, 1997.