

Análisis paramétrico del desempeño térmico de calentadores solares planos de aire de circulación forzada

A parametric analysis of thermal performance of plane solar air heaters in forced regime

Lenin Pita¹-Cantos¹, Juan José González-Bayón^{II}, Alberto Menéndez-Pérez^{II}

I. Universidad Técnica de Manabí. Facultad de Ciencias Matemáticas, Físicas y Químicas. Portoviejo. Ecuador.

II. Universidad Tecnológica de la Habana José Antonio Echeverría. Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables. La Habana. Cuba.

Correo electrónico: lpita@utm.edu.ec

Recibido: 4 de enero de 2018

Aceptado: 28 de marzo de 2018

Resumen

En esta investigación se realizó el análisis del desempeño energético de los colectores solares planos de aire con cubierta simple operando con circulación forzada. Para el análisis se modeló y simuló el colector mediante técnicas de la Dinámica de los Fluidos Computacional, utilizando el código Fluent 6.3. Se analizó el comportamiento del colector ante la variación de los parámetros de diseño (longitud, altura del canal de aire) y de las condiciones de operación (horario del día/ radiación solar incidente y velocidad del aire). Como resultado se obtuvo la dependencia del rendimiento térmico horario y diario del colector, de la temperatura

de salida en función de la longitud del colector, la altura del canal, la radiación incidente y la velocidad del aire. Los resultados obtenidos ofrecen a los diseñadores de calentadores solares planos de aire de las herramientas para mejorar el diseño en función del resultado deseado, sea mayor temperatura de aire entregado, mayor rendimiento o alguna combinación de estos parámetros.

Palabras claves: calentador solar de aire, convección forzada, rendimiento térmico, desempeño energético.

Abstract

In this work the analysis of the energetic performance of flat solar air heaters with simple cover operating in forced circulation regime was developed. For the analysis, the collector was modelled and simulated with Computational Dynamic Fluid technique, using the Fluent 6.3code. The collector performance versus the change of design parameters (length, air canal height) and the change of operating conditions (the incident solar radiation and air velocity) was analyzed. The graphic dependence and correlations of hourly and daily collector thermal efficiency, of exit air temperature

as function of the collector length, of the air canal height, of the air velocity and of solar incident radiation were carried out. The found correlations are useful for the designers of solar air heaters as tools to improve the design in function of desired aim, either higher exit air temperature, higher efficiency or any combination of these parameters

Key words: air solar heater, forced convection, thermal efficiency, energetic performance.

Introducción

Los calentadores solares de aire de placa plana son equipos sencillos que aprovechan la energía solar para el calentamiento de aire. Son empleados esencialmente en procesos que demandan de aire caliente a temperaturas bajas o moderadas ($< 60-70\text{ }^{\circ}\text{C}$), tales como el suministro de aire caliente para calefacción de espacios o para procesos de secado de productos agrícolas e industriales [1-4]. Los calentadores solares de aire son dispositivos que no alcanzan altos rendimientos térmicos [5], entre otros factores por el bajo coeficiente de transferencia de calor entre la placa absorbadora y el aire [6]. Este factor determina que, al emplearse calentadores solares para satisfacer las necesidades de aire caliente, comúnmente deban ser empleadas grandes áreas de colección solar.

El desarrollo en el área de los colectores solares, se orienta fundamentalmente hacia el mejoramiento de las capacidades de absorción de las superficies absorbadoras, el mejoramiento de la transferencia de calor entre estas superficies y el fluido de trabajo y la reducción de las pérdidas, bien por reflexión a través de la cubierta de cristal empleando superficies antirreflectivas, la aplicación de espacios al vacío y la introducción de pequeños niveles de concentración de la radiación solar [7-9].

Son múltiples los parámetros de diseño y otros factores que pueden influir en el comportamiento energético del colector, [10], por ejemplo, el tipo de colector, (sea de un pase de aire, de doble flujo o de dos pases de aire), la longitud del colector, la altura del canal de aire, el tipo de placa absorbadora (sea lisa, corrugada, aleteada o con algún otro tipo de técnica de intensificación de la transferencia de calor), el tipo de cubierta de vidrio (sea sin o con cubierta y en este caso sea simple o doble), etc. Otros factores importantes en el desempeño térmico del colector lo son el tipo de flujo (forzado o natural), el régimen del mismo, (sea laminar o

turbulento), el tipo de material empleado, el aislamiento, el ángulo de inclinación con que se instala el colector, la radiación solar, las condiciones ambientales, etc. [11,12].

Toda esta variedad de posibles parámetros de diseño y de operación ha determinado que sea elevado el número de modelos teóricos y experimentales desarrollados por los investigadores para tratar de mejorar el desempeño energético del colector.

En la investigación de los colectores solares se emplean cada vez más los métodos de CFD (Computational Fluid Dynamics) para el análisis y diseño de colectores solares [12-14]. Los métodos de CFD permiten obtener satisfactorios resultados, validados frente a resultados experimentales, y al mismo tiempo permiten una elevada economía de recursos y de tiempo en la investigación, por la elevada cantidad de experimentos numéricos que pueden ser realizados con esta técnica con una pequeña penalidad de tiempo y equipamiento.

La modelación numérica del colector y la aplicación de estos métodos de CFD permiten abordar el elevado número de posibles calentadores que se derivan de la variación de los parámetros de diseño y de operación en determinados intervalos.

El objetivo de este artículo es realizar el análisis del desempeño térmico de los calentadores solares planos de aire de cubierta simple operando en régimen de circulación forzada. El análisis se realiza variando los diferentes parámetros de diseño y las condiciones de operación (entiéndase a diferentes horas del día o diferentes valores de la radiación incidente). Los colectores son evaluados a partir de la modelación numérica y la simulación, mediante el software FLUENT. Los resultados esperados podrán ser usados por los diseñadores y operadores de sistemas de colectores para poder prever la temperatura de salida del aire y el rendimiento térmico del dispositivo ante un conjunto de parámetros de diseño y condiciones de operación dadas.

Métodos y Materiales

El dominio de flujo consiste de un sector de colector solar plano para calentamiento de aire formado por un emparedado compuesto de una placa de vidrio de 5 mm de espesor como cobertura, a continuación, en sentido descendente se halla una capa de aire de altura e , seguida de la placa absorbidora plana de 3mm de espesor y finalmente una capa de material aislante de 3 cm de espesor.

Como el estudio pretende analizar el comportamiento de los colectores en función de sus parámetros de diseño, el dominio computacional se definirá para colectores con diferentes alturas del canal de aire $e = 3$ cm, 5 cm, 7,5 cm y 10 cm y diferentes valores de longitud del colector $L = 1$ m, 1,5 m y 2 m. El ancho del dominio se adoptó con un valor de 200 mm. La inclinación del colector θ se tomó igual a 30° . El aire circulará en el colector por convección forzada penetrando por la parte inferior y saliendo por el extremo superior del colector. La configuración de colector es mostrada en la figura 1.

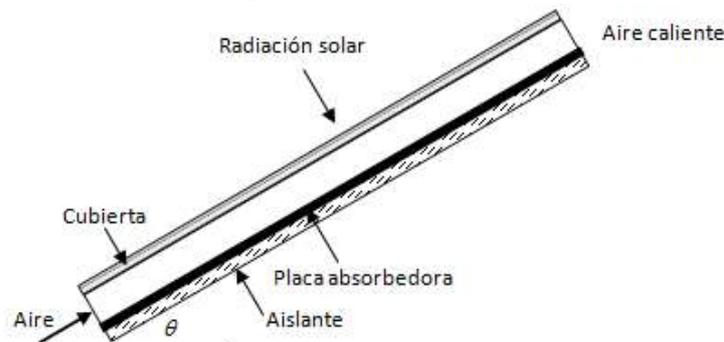


Fig. 1. Esquema del dominio de flujo considerado para el calentador solar de aire

Para el análisis son adoptadas las siguientes consideraciones: 1) El aire es un medio continuo e incompresible. 2) Las propiedades termo-físicas del vidrio, de la placa absorbidora y del aislante se consideran constantes para toda temperatura dentro del intervalo de operación. 3) El flujo de aire es estacionario y posee características de flujo turbulento. 4) El aislante solo intercambia calor con el ambiente exterior por convección, mientras la cubierta de vidrio intercambia calor con el ambiente por convección y por radiación. 5) Las superficies de las caras del vidrio, de la placa absorbidora y del aislante correspondientes a la entrada y a la salida del aire se consideran adiabáticas.

Modelo numérico

La simulación numérica se realiza con un solucionador 3D, estacionario, implícito, basada en presión usando el código Fluent 6.3. Las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan los procesos, o sea, las ecuaciones de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía son resueltas para condición estacionaria. Para el acoplamiento presión-velocidad es usado el algoritmo SIMPLE. La discretización usada para la presión es el esquema STANDARD, mientras que, para la energía, la cantidad de movimiento y la turbulencia se emplea un esquema UPWIND de segundo orden. Para incorporar la radiación solar al modelo se emplea el modelo de carga solar (Solar RayTracing) del propio Fluent 6.3.

El calculador solar se aplicó para determinar la irradiación solar para el día seleccionado como base para la experimentación numérica, el 21 de junio, en las coordenadas correspondientes a los 22. 5° de latitud norte y 81, 5° de longitud oeste, que corresponde a la provincia Matanzas en Cuba. El análisis fue desarrollado para el intervalo horario entre 8:00 am y 5:00 pm.

Ecuaciones del flujo

Las ecuaciones a resolver son: la ecuación de continuidad, de la cantidad de movimiento y de la energía, las cuales son presentadas en las ecuaciones 1, 2 y 3 en coordenadas cartesianas y notación tensorial.

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Ecuación de cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \quad (2)$$

Ecuación de energía:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

Método de solución

Esquema numérico

El dominio computacional tridimensional es modelado usando una malla de elementos de tipo hexaédricos, tal como se muestra en la figura 2. El dominio completo contempló un mallado que osciló entre 200000 y 400000 elementos dependiendo del largo y espesor del modelo. El dominio mallado incluye la cubierta de vidrio, el medio fluido (aire), la placa absorbidora y el aislante. La malla se realizó diferenciada en cada región, en el aire se consideró un mayor refinamiento de la malla en la dirección de la altura del canal de aire. El mallado en este caso se realizó con un paso creciente desde ambas superficies (vidrio y placa) hacia el centro de la capa, de manera de tener un mayor refinamiento en las zonas de mayores gradientes. Para chequear la validez de la malla a ésta se le realizó el examen de independencia de la malla. Se verificó que un mayor refinamiento de la malla no cambie la solución en más que 0,4 %, lo cual es considerado como una calidad adecuada de la malla para fines computacionales.

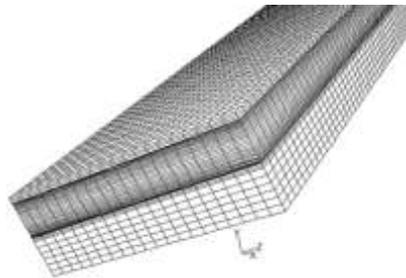


Fig. 2. Vista ampliada de una región de la malla del dominio computacional

Las ecuaciones de conservación fueron resueltas sobre el volumen de control para obtener los campos de velocidad y de temperatura para el flujo de aire y los campos de temperatura en la placa absorbidora, el vidrio y el aislante. La convergencia de las soluciones fue considerada alcanzada cuando los residuos de la continuidad fueron inferiores a 10^{-4} y los residuos del resto de las ecuaciones fueron inferiores a 10^{-7} en todo el dominio computacional.

Condiciones de contorno y parámetros de operación

Las condiciones de contorno colocadas al dominio computacional se corresponden con las condiciones de frontera físicas del colector. Las condiciones de contorno impuestas al aire fueron: en la entrada del aire *Velocity Inlet* y en la salida del aire *Pressure Outlet*. En el modelo viscoso, las superficies de contacto entre aire-placa absorbidora y entre aire-vidrio se consideró condición de contorno de *Wall* con componentes de velocidad cero, es decir, adherencia e impermeabilidad.

A todos los límites de los sólidos se les colocó condición de *Wall* con condiciones térmicas diferentes. Las superficies de entrada y las superficies de salida del vidrio, de la placa y del aislante se tomaron *adiabáticas*. La pared inferior del aislante se consideró *Pared con convección* y se impuso la temperatura del aire ambiente exterior y el coeficiente de transferencia de calor por convección. La pared superior del vidrio se consideró pared con transferencia de calor *Mixta* (convección y radiación), nuevamente se impuso el coeficiente de transferencia del calor por convección, la temperatura del aire ambiente y la temperatura de radiación exterior.

Las superficies límites entre el vidrio-aire, la placa absorbidora-aire y la placa absorbidora-aislante se consideran cada una de ellas, desde el punto de vista térmico, como pared *Acoplada* para considerar la transferencia de calor conjugada.

A todas las superficies limitantes del ancho del dominio, léase superficies laterales derecha e izquierda del vidrio, del aire, de la placa y del aislante, se les aplicó condición de *Simetría*.

La superficie superior del vidrio está expuesta a la irradiación solar, determinada por el modelo de carga solar, y también la superficie superior de la placa absorbidora recibe la radiación solar determinada por dicho modelo y la transparencia que se le asigne al vidrio en el modelo.

Los coeficientes de transferencia de calor entre las paredes externas del colector (pared superior del vidrio e inferior del aislante) se determinan en función de la velocidad del viento que se estableció en un valor de 5 km/h, es decir, un valor del coeficiente de transferencia de calor por convección (h) de $10 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Los materiales del colector modelado son los siguientes: la cubierta de vidrio, la placa de acero y el aislante de fibra de vidrio. Los valores de las propiedades termofísicas fundamentales de los materiales empleados se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades termofísicas de los materiales del colector

| | Unidades | Vidrio | Placa | Aislante |
|-----------------------|-------------------|--------|-------|----------|
| Calor específico | J/kgK | 830 | 502,5 | 830 |
| Densidad | kg/m ³ | 2200 | 8030 | 20 |
| Conductividad térmica | W/mK | 1,15 | 16,3 | 0,1 |

En todos los casos el colector se mantuvo orientado al Sur con un ángulo de inclinación de 30° . El modelo viscoso empleado en la solución es el de flujo turbulento $k-\varepsilon$ (RNG), el cual es recomendado en la literatura por [11] para este tipo de canales de aire.

Resultados y Discusión

Comportamiento del rendimiento horario y del rendimiento global en el día

Para el análisis del desempeño del colector en función de los parámetros de diseño es necesario evaluar su comportamiento durante todo el día y no solo su comportamiento instantáneo en un horario dado. Para lograr ese objetivo fueron simulados los diferentes modelos de colectores en cada hora desde las 8 h hasta las 17 h. Los modelos considerados fueron colectores con longitud L de 1 m, 1,5 m y 2 m, altura del canal de aire e de 3 cm, 5 cm, 7,5 cm y 10 cm. Los modelos fueron evaluados para una velocidad del viento de 5 km/h y una temperatura del aire ambiente de 27°C (300 K). Los calentadores considerados operan en régimen de circulación forzada por lo que se decidió variar la velocidad del aire en el canal en el intervalo de 0,5 a 1,5 m/s.

En la figura 3 se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones para el comportamiento del rendimiento térmico horario de los diferentes colectores solares planos para calentamiento de aire con longitudes y alturas de canal de aire en el intervalo de estudio.

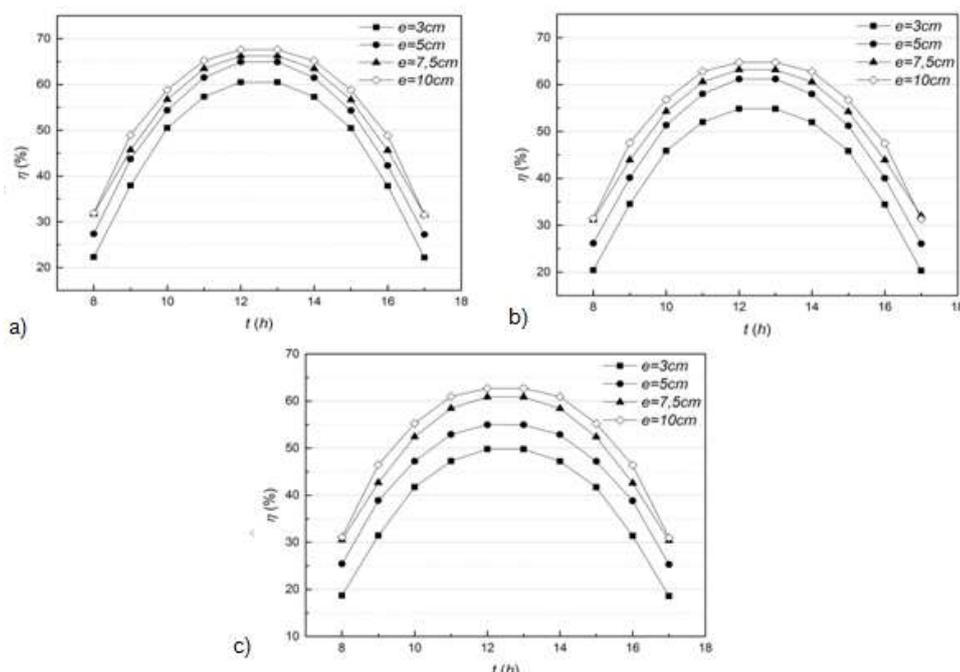


Fig. 3. Comportamiento horario del rendimiento térmico del colector en función de la longitud, a) $L = 1 \text{ m}$; b) $L = 1,5 \text{ m}$; c) $L = 2 \text{ m}$ para diferentes alturas del canal de aire (3-10 cm) y $v = 0,5 \text{ m/s}$

De los resultados presentados en la figura 3 se observa que:

1. El rendimiento térmico presenta un comportamiento horario que tiende a seguir el comportamiento horario de la radiación solar, de tal manera que el mayor rendimiento térmico es obtenido alrededor del mediodía (entre las 12 y 13 horas), donde la radiación es más intensa y decrece en la medida que se aleja de ese horario tal como sucede con la radiación solar.
2. Para una longitud dada de colector el rendimiento crece con altura del canal de aire e . Se estima que el incremento de η no mantiene una tasa estable de crecimiento con la altura del canal, así al variar la altura del canal e de 3 a 5 cm el rendimiento cambia entre 4 y 5 % en cada hora, mientras al variar e 5 a 7,5 cm el rendimiento crece solo entre 2 y 3 %, para luego reducir aún más su tasa de incremento apenas 1-2 % cuando la altura del canal varía de 7,5 a 10 cm.
3. Los valores del rendimiento térmico son comparativamente mayores en la medida que se reduce la longitud L si se mantienen constante todos los demás parámetros.

Con los datos obtenidos de las simulaciones incluyendo las 3 velocidades del aire, se obtuvo un modelo para el rendimiento del colector en función de la longitud L , de la altura del canal de aire e , de la radiación solar I_r (kW) y de la velocidad del aire v (m/s), es decir, $\eta = f(L, e, I_r, v)$. El ajuste de los datos se realizó mediante el software Wolfram Mathematica, obteniéndose la ecuación 4 con un coeficiente de correlación del orden de 0,98:

$$\eta = (63,8895 + 0,3158L^2 - 4,8752L)e^{0,0939v^{0,1347}}I_r^{3,0928} \quad (4)$$

El modelo dado por la ecuación (4) es mostrado gráficamente en la figura 4 y permite determinar el rendimiento térmico de un calentador solar de aire plano con una longitud L (m), altura de canal de aire e (m) operando con velocidad del aire v (m/s) para la radiación solar que alcanza lo alcanza a una hora determinada.

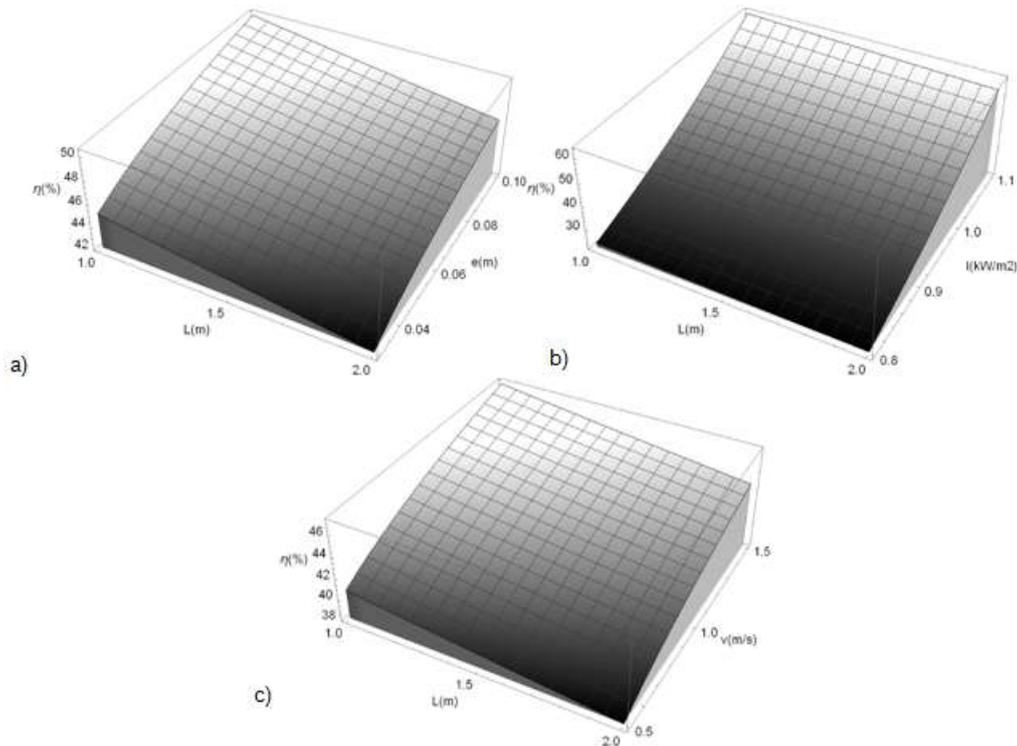


Fig. 4. Representación gráfica de los resultados ofrecidos por el modelo 4: a) $\eta = (L, e)$ con $I_r = 1,1$ kW y $v = 1,5$ m/s $I_r = 1$ kW; b) $\eta = (L, I_r)$ con $e = 0,05$ m y $v = 1,5$ m/s; c) $\eta = (L, v)$ con $I_r = 1$ kW y $e = 0,05$ m

Comportamiento de la temperatura del aire de salida

Para obtener el comportamiento de la temperatura del aire de salida durante el día fueron simulados los diferentes colectores en el intervalo de longitud y de altura del canal de aire de estudio durante las horas del día. En todos los casos se asumió una misma temperatura de aire de entrada ($T = 27$ °C) con el objetivo de poder comparar los resultados obtenidos entre las diferentes geometrías. En la figura 5 se muestran los resultados de temperatura de salida del aire versus los horarios del día para los diferentes espesores de canal. Los valores representados corresponden a una velocidad de aire de entrada al colector de 0,5 m/s.

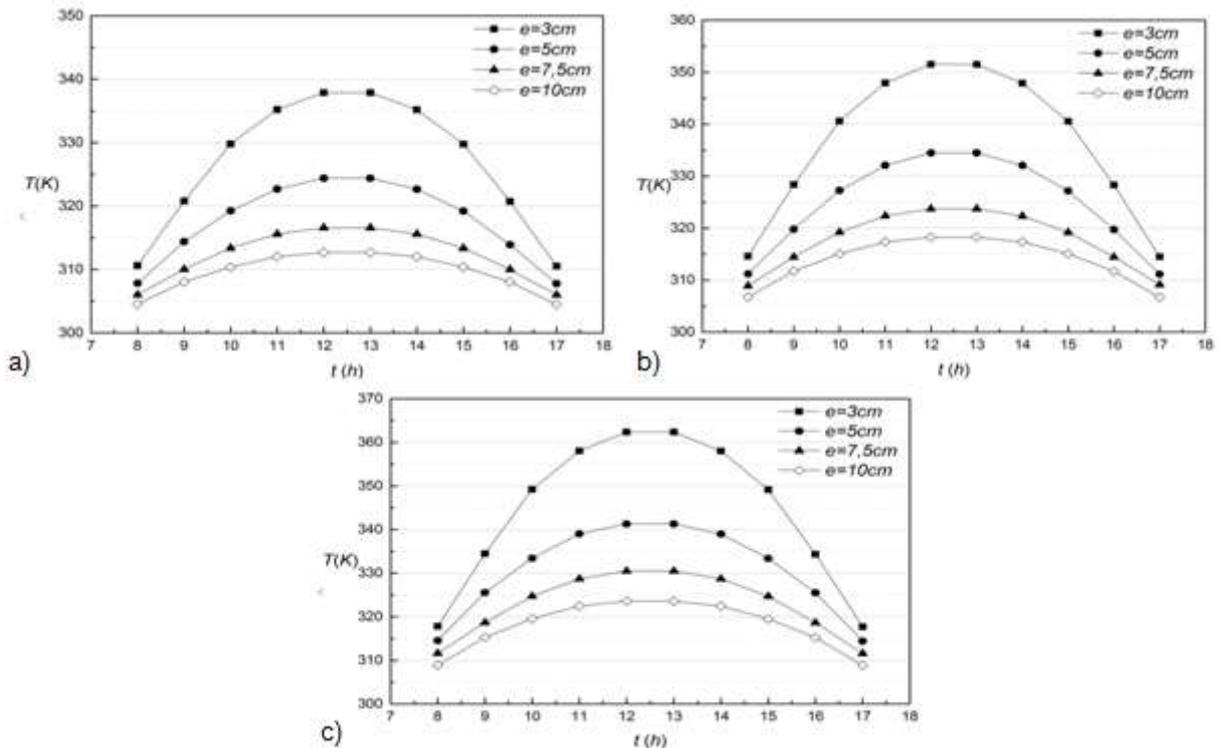


Fig. 5. Comportamiento de la temperatura de salida del aire del calentador en función de la longitud a) $L = 1\text{ m}$; b) $L = 1,5\text{ m}$; c) $L = 2\text{ m}$ para diferentes alturas del canal de aire e (3-10 cm) y $v = 0,5\text{ m/s}$.

Los resultados graficados de la figura 5 muestran que:

1. Los mayores valores de temperatura se alcanzan para las menores alturas del canal de aire en el colector, es decir, para $e=3\text{cm}$ pudiendo alcanzar valores de temperatura de hasta 90°C para el colector de mayor longitud.
2. La dependencia con la longitud es evidente, apreciándose que en la medida que L se incrementa la temperatura crece.
3. Es muy importante hacer notar que, aunque los colectores de mayor altura de canal de aire ($e = 7,5$ y $e = 10$ cm) consiguen alcanzar los mayores rendimientos térmicos, con estos colectores independientemente de la longitud, es imposible alcanzar temperaturas mayores de 50°C para $e = 7,5\text{ cm}$ y de 45°C para $e = 10\text{ cm}$.

A partir de los resultados de las simulaciones, que abarcaron también 3 velocidades del aire, se obtuvo un modelo para la temperatura de salida del aire en función de la longitud L , de la altura del canal de aire e , de la radiación solar I_r (kW) y de la velocidad del aire v (m/s), es decir, $T_s = f(L, e, I_r, v)$. El ajuste de los datos se realizó mediante el software Wolfram Mathematica a una función de la forma de 5:

$$T_s = a_0 L^{a_1} e^{a_2} I_r^{a_3} v^{a_4} \quad (5)$$

obteniéndose la ecuación 6:

$$T_s = 13,5603L^{0,3001} e^{-0,3098} I_r^{1,43981} v^{-0,30839} \quad (6)$$

El modelo hallado permite predecir la temperatura de salida del aire del calentador solar conocida la longitud L (m), la altura de canal de aire e (m), la velocidad de circulación del aire v (m/s) y la radiación solar incidente (kW) a una hora determinada.

Debe observarse que, si bien el rendimiento térmico se eleva al reducir la longitud, la temperatura de salida del aire disminuye por lo que no debe absolutizarse el parámetro rendimiento como único criterio de desempeño térmico del colector.

Comportamiento del rendimiento global en el día

Los resultados presentados hasta aquí han sido resultados horarios, muy importantes para conocer el comportamiento a lo largo del tiempo del colector, sin embargo, también es necesario valorar el comportamiento global en el día del calentador, pues el objetivo del calentador no es solo la entrega de aire caliente instantánea sino la entrega de aire caliente durante jornadas sostenidas diarias. El valor del rendimiento medio en el día fue calculado según la ecuación 7:

$$\eta_m = (Q_{u\text{día}} / I_{\text{día}}) \quad (7)$$

Donde $Q_{u\text{día}}$ (kJ) es el calor absorbido por el aire durante todo el período del día, es decir, la suma del calor absorbido por el aire en cada una de las horas entre las 8h y las 17h. De forma similar, $I_{\text{día}}$ (kJ) es la radiación

solar que alcanza el área de calentador en el día y es calculada como la suma de la radiación solar que alcanza al colector en cada hora.

En la figura 6 se muestra el rendimiento térmico global en el día de los colectores solares planos analizados en el intervalo de longitud L entre 1 y 2m, de altura del canal de aire entre 3 y 10 cm y de velocidad del aire por el canal entre 0,5 y 1,5 m/s. Los valores graficados son el resultado de la determinación de los valores medios en el día a partir de los valores horarios obtenidos de la simulación de dichos colectores para cada hora del día en el intervalo entre las 8 h y las 17 h.

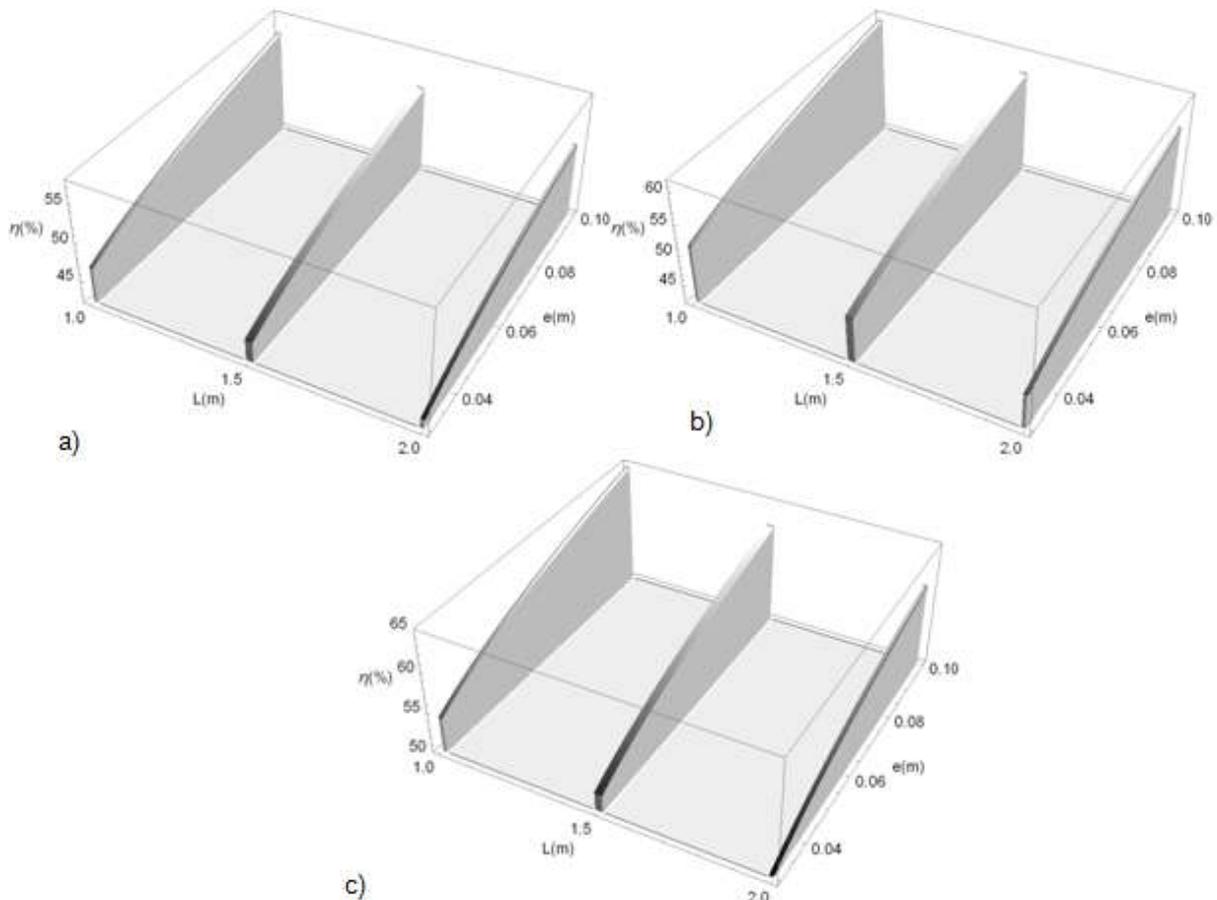


Fig. 6. Comportamiento del rendimiento global del colector en el día en función del espesor y la longitud del canal para diferentes velocidades del aire a) $v = 0,5$ m/s; b) $L = 1$ m/s; c) $v = 1,5$ m/s.

En la figura 6 se observa que:

1. Para todas las longitudes estudiadas, el rendimiento térmico global en el día aumenta en la medida que se incrementa el espesor de aire, variando entre 8-11 % al aumentar el espesor del canal de 3 a 10 cm para las diferentes velocidades de aire en el intervalo estudiado.
2. Para todas las longitudes de colector y todos los espesores de canal de aire en el intervalo estudiado, el rendimiento térmico global en el día se incrementa en la medida que la velocidad del aire aumenta, es decir, en la medida que aumenta el flujo másico de aire. Así al pasar de velocidad 0,5 a 1,5 m/s el rendimiento se incrementa entre 7-8 % para el mayor espesor $e = 10$ cm, mientras para el menor espesor del canal de aire se logra aumentar el rendimiento entre 8-12 %.
3. Para la misma velocidad del aire y el mismo espesor del canal de aire, el rendimiento térmico global del colector se incrementa en la medida que es menor la longitud del colector.

Considerando el comportamiento de η_m (%) se realizó el ajuste de la data obtenida en función de la altura del canal e (m), la longitud L (m) y la velocidad del aire (m/s), mediante el software Wolfram Mathematica, obteniéndose la ecuación 7 con un coeficiente de correlación de 0,98.

$$\eta = (93,9062 + 1,0756L^2 - 9,5432L)e^{0,1451}v^{0,138} \quad (7)$$

Conclusiones

La simulación de los colectores planos para calentamiento de aire en régimen de circulación forzada para cada una de las horas del día realizada en este trabajo ha permitido obtener el comportamiento de:

- a. El rendimiento térmico de los colectores en función de su longitud, de la altura del canal de aire, de la velocidad del aire y de la radiación solar incidente sobre el colector (para las diferentes horas del día).
- b. El rendimiento térmico global en el día del colector solar, también en función de sus parámetros de diseño y de la velocidad del aire.
- c. La temperatura de salida del aire del calentador en función de la longitud del colector, de la altura del canal de aire de la velocidad del aire y de la radiación solar incidentesobre el colector (para las diferentes horas del día).

Referencias

1. Oko CO, Nnamchi SN Heat transfer in a low latitude flat plate solar collector. *Thermal Science*. 2012;16(2):583-91.
2. Moumni N, Mahboub A, Moumni A, et al. A numerical study of the phenomena of heat transfer in plane air solar collectors. *International Journal of Sustainable Energy*. 2011;30(3):169-78
3. Vlachos N, Karapantsios TA. Design and testing of a new solar tray drying. *Drying Technology*. 2002;20(5):1239-67.
4. Lema A, Pontin M, Morsetto J, et al. Diseño, desarrollo y análisis térmico de un colector solar de aire con placa plana. Eficiencia y exergía perdida. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. 2012;15:15-23.
5. Omojaro A, Aldabbagh L. Experimental performance of single and double pass solar air heater ith fins and steel wire mesh as absorber. *Applied Energy*. 2010;87(12):3759-65.
6. Alta D, Bilgili E, Ertekin C, et al. Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses. *Applied Energy*. 2010;87(10):2953-73.
7. Chamoli S. Exergy analysis of a flat plate solar collector. *Journal of Energy in Southern Africa*. 2013;24(3):8-13.
8. Bolaji B, Abiala I. Theoretical and Experimental Analyses of Heat Transfer in a flat plate solar collectors. *Walailak Journal*. 2012;9(3):239-48.
9. Kumar A, Saini RP, Saini JS. Heat and fluid flow characteristics of roughened solar air heater ducts - a review. *Renewable Energy*. 2012;47:77-94.
10. Ávila A, Mendoza J, Beltrán, J. Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta. *Ingeniería y Desarrollo*. 2010;27:93-112.
11. Tyagi V, Pandey A, Kaushik S, et al. Thermal performance evaluation of a solar air heater with and without thermal energy storage. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2012;107(3):1345-52.
12. Singh A, Bhagoria J. Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;23:60-79.
13. Cerezo Acevedo E, Romero Medina V, Bárcenas Graniel J. Simulación del colector solar de un secador para el sistema producto vainilla de Quintana Roo. In: XXXIII Semana Nacional de Energía Solar; Guadalajara, México: Asociación Nacional de Energía Solar; 2009.
14. Sharma S, Singh R, Bhushan B. CFD based investigation on effect of roughness element pitch on performance of artificially roughened duct used in solar air heaters. *International Journal of Advanced Engineering Technology*. 2011;2(1):234-41.