



Ingeniería Mecánica

E-ISSN: 1815-5944

revistaim@mecanica.cujae.edu.cu

Instituto Superior Politécnico José

Antonio Echeverría

Cuba

González Bayón, Juan José; Borrajo Pérez, Rubén; Koulibaly, Amadou
Análisis paramétrico del desempeño térmico de colectores solares planos de aire de
circulación natural

Ingeniería Mecánica, vol. 19, núm. 2, mayo-agosto, 2016, pp. 68-77

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría

Ciudad de La Habana, Cuba

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=225146302001>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org

Sistema de Información Científica

Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal

Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto

Análisis paramétrico del desempeño térmico de colectores solares planos de aire de circulación natural

Thermal Performance of flat solar collectors for air heating working in natural convection. A parametric analysis

Juan José González Bayón^I, Rubén Borrajo Pérez^I, Amadou Koulibaly^{II}

I. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables. La Habana. Cuba

II. Estudiante de Maestría. Conakry. República de Guinea

Correo electrónico: jjgbayón@ceter.cujae.edu.cu

Recibido: 12 de enero de 2016

Aceptado: 4 de abril de 2016

Resumen

El objetivo fue realizar el análisis del desempeño energético de los colectores solares planos de aire con cubierta simple operando con circulación natural. Para el análisis se modeló y simuló mediante técnicas *Computational Fluid Dynamics*. Fue analizado el comportamiento del colector ante la variación de los parámetros de diseño y las condiciones de operación (horario del día/ radiación solar incidente). Como resultado se obtuvo la dependencia gráfica y las correlaciones del rendimiento térmico horario y diario del colector, de la temperatura de salida y del flujo de aire entregado en función de la longitud, de la altura del canal y de la radiación

incidente. Las correlaciones obtenidas permiten a los diseñadores el uso de herramientas para optimizar el diseño en función del resultado deseado, bien sea mayor temperatura de aire, mayor rendimiento, mayor flujo de aire caliente o alguna combinación de estos parámetros.

Palabras claves: colector solar plano, calentador solar de aire, convección natural, rendimiento térmico

Abstract

In this paper the analysis of the energetic performance of flat solar collectors for air heating with simple cover operating in natural circulation regime was developed. For the analysis the collector was modelled and simulated with CFD techniques, using the Fluent 6.3code. The collector performance was analyzed versus the change of design parameters (length, air canal height) and versus the change of the solar radiation (day hours). As results the graphic dependence and correlations of hourly and daily collector thermal efficiency, of exit air temperature and of air mass flow as function of

the collector length, of the air canal height and of the solar incident radiation were obtained. The obtained correlations are useful for the designers of solar air heaters as tools to optimize the design as function of desired objective, either higher air temperature, higher efficiency, higher hot mass flow or any combination of this parameters.

Key words: Solar plane collector, air solar heater, natural convection, thermal efficiency.

Introducción

Los calentadores solares de aire de placa plana son dispositivos sencillos que emplean la energía solar para el calentamiento de aire. Los calentadores solares de aire son empleados esencialmente en procesos que demandan de aire caliente a temperaturas moderadas ($< 60 - 70\text{ }^{\circ}\text{C}$), tales como los procesos de secado de productos agrícolas e industriales o el suministro de aire caliente para calefacción de espacios [1,2, 3]. Los calentadores solares de aire son equipos que no alcanzan altos rendimientos térmicos [4], entre otros factores porque el coeficiente de transferencia de calor entre la placa absorbadora y el aire es bajo [5]. Esta desventaja de los calentadores de aire determina que para satisfacer las necesidades de aire caliente comúnmente deban ser empleadas grandes áreas de colección solar.

Mejorar el desempeño energético de los calentadores solares de aire ha sido un objetivo básico de los investigadores durante varios años [6, 7, 8]. Son múltiples los parámetros de diseño y otros factores que pueden influir en el comportamiento energético del colector, por ejemplo, el propio tipo de colector, sea de un pase, 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. Además de estos factores, un elemento importante en el desempeño térmico del colector, también lo es el tipo de flujo, forzado o natural y el régimen del mismo, ya sea laminar o turbulento.

Toda esta gama de variables posibles de ser modificadas durante el diseño ha determinado que sea elevadísimo el número de modelos teóricos y experimentales desarrollados por los investigadores para tratar de mejorar el comportamiento térmico del colector. Sin embargo, el mayor volumen de estos trabajos se refiere

a calentadores operando en régimen forzado y cuando se trata de colectores solares de aire operando por convección natural son escasos los trabajos sobre los mismos [1, 9].

Los colectores solares de aire de tiro natural poseen la particularidad, a diferencia de los colectores que operan en régimen forzado, que al producirse la variación de cualquier parámetro de diseño u operación, se producen cambios en el desempeño energético, que no solo inciden en la temperatura de salida del aire y en el rendimiento térmico del colector, sino que también afectan el flujo de aire entregado [10].

Para 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 [11, 12, 13], por los satisfactorios resultados que ofrecen, validados frente a resultados experimentales, y por la elevada cantidad de experimentos numéricos que pueden ser realizados con esta técnica con una pequeña penalidad de tiempo y recursos.

Para el diseño de calentadores solares de aire con tiro natural que satisfagan las demandas de sistemas de secado o calentamiento es muy importante que el colector entregue durante el mayor tiempo posible un flujo de aire dado con una temperatura adecuada y al mismo tiempo que el calentador posea un rendimiento térmico lo mayor posible [11]. Alcanzar tales objetivos es complejo pues el comportamiento del colector depende de múltiples aspectos, del tiro del colector, de las dimensiones, de los materiales empleados, del aislamiento, del ángulo de inclinación con que se instala, de la radiación solar, de las condiciones ambientales, etc. La modelación numérica del colector y la aplicación de los métodos de CFD permiten abordar el elevadísimo 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 natural. El análisis se realiza variando los diferentes parámetros de diseño y ante diferentes condiciones de operación, entendiéndose 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 obtenidos pueden ser usados por los diseñadores y operadores de sistemas de colectores para poder prever la temperatura de aire, el flujo de aire y el rendimiento térmico a obtener para un conjunto de parámetros de diseño y condiciones de operación dadas.

Métodos y Materiales

Establecimiento del problema

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 3 mm de espesor y finalmente una capa de material aislante de 3 cm de espesor.

El estudio que se realiza es 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 con 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 configuración de colector y el dominio, que tendrá una inclinación $\theta = 30^\circ$ se observa en la figura 1, el aire circulará por convección natural penetrando por la parte inferior y saliendo por el extremo superior del colector. Las siguientes asunciones son hechas en el análisis.

- 1) El aire es un medio continuo e incompresible.
- 2) Las propiedades termo-físicas del vidrio, de la placa absorbidora, del aislante se consideran constantes para una 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, placa absorbidora y del aislante correspondientes a la entrada y a la salida del aire se consideran adiabáticas.

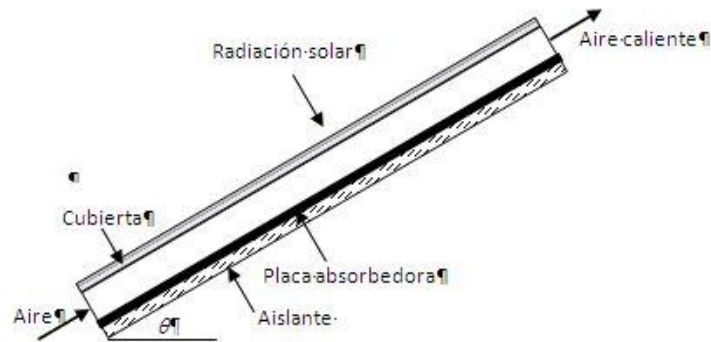


Fig. 1. Geometría del colector plano para calentamiento de aire

Modelo numérico

La simulación numérica es llevada a cabo con un solucionador 3D, estacionario, implícito, basada en presión usando el código Fluent 6.3. Las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan los procesos, es decir, las ecuaciones para la masa, la cantidad de movimiento y la energía son resueltas para condición estacionaria. El acoplamiento presión-velocidad es llevado a cabo usando el algoritmo SIMPLE. La discretización usada para la presión es el esquema PRESTO, mientras para 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 Ray Tracing*) contenido en 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 22° de latitud norte y 82° de longitud oeste. El análisis fue desarrollado para el intervalo horario entre 8 am y 5 pm.

Ecuaciones del flujo

Las ecuaciones a resolver fueron la ecuación de continuidad, de la cantidad de movimiento y de energía, presentadas las mismas 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 la cantidad de movimiento

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

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 y 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 absorbedora 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 esta 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 1%, lo cual es considerado como una calidad adecuada de la malla para fines computacionales.

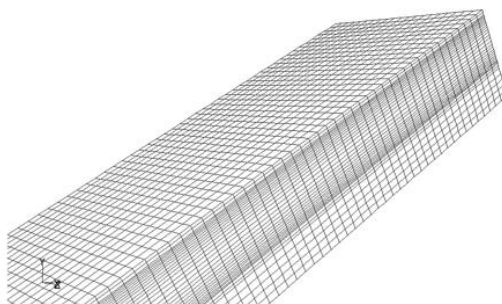


Fig. 2. Vista ampliada de una región de la malla del dominio computacional

Las ecuaciones de conservación fueron resueltas sobre el volumen de control para obtener los campos de velocidad y temperatura para el flujo de aire y los campos de temperatura en la placa absorbadora, 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 de las otras 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 *Pressureinlet* y en la salida del aire *Pressureoutlet*. En el modelo viscoso, las superficies de contacto entre aire-placa absorbadora y entre aire-vidrio se consideró condición de contorno de *Pared* con componentes de velocidad cero, es decir adherencia e impermeabilidad.

A todos los límites de los sólidos se les dispuso la condición de *Pared* con condiciones térmicas diferentes. Así 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 absorbadora-aire y la placa absorbadora-aislantes 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 del lado derecho y del lado izquierdo 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 absorbadora recibe la radiación solar determinada por el 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 y 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 absorbadora	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

Teniendo en cuenta que los calentadores de aire considerados son simulados en condición de flujo por convección natural, en el marco de las condiciones de operación se estableció la temperatura ambiente (25°C) y el efecto de la aceleración de la gravedad ($9,80\text{ m/s}^2$) actuando en la dirección negativa del eje y . Para considerar el efecto de variación de densidad del aire se emplea el modelo de *Boussinesq* y un valor del coeficiente de expansión térmica $\beta=0,00335\text{ K}^{-1}$.

El modelo viscoso usado para la solución es el de flujo turbulento $k-\varepsilon$ (RNG), el cual es recomendado en la literatura por [11].

El análisis fue desarrollado para la condición horaria de las 8 a las 17 horas, considerando modelos con longitud entre 1 y 2 m y altura del canal de aire entre 3-10 cm, como se ha expresado antes. En todos los casos el colector se mantuvo orientado al Sur con un ángulo de inclinación de 30°.

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 en un horario dado.

A tal fin fueron simulados los diferentes modelos de colectores en cada hora desde las 8 horas hasta las 17 horas. 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. Todos fueron evaluados para una velocidad del viento de 5 km/h y considerando temperatura del aire ambiente de 27°C (300K).

En las Figura 3 se han representado 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.

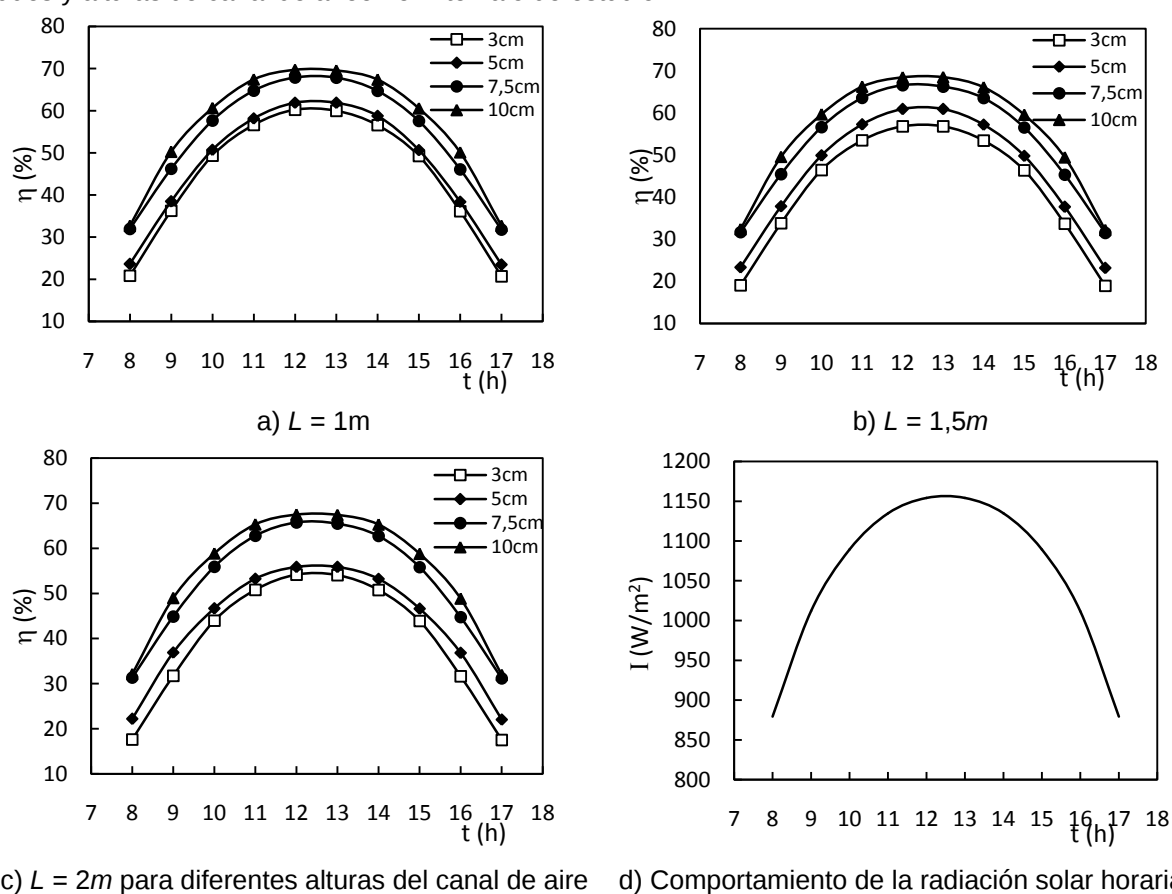


Fig. 3. Comportamiento horario del rendimiento térmico del colector en función de la longitud

De la Figura 3 se aprecia que:

1. El rendimiento térmico presenta un comportamiento horario que tiende a seguir el comportamiento horario de la radiación solar (Figura 3.d), 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 , además se observa que dicho incremento 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 la misma de 5 a 7,5 cm el rendimiento crece más intensamente, entre 8-9%, para luego volver a reducir su tasa de incremento a apenas 2-4% 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.

A partir de los resultados de las simulaciones se obtuvo un modelo para el rendimiento térmico del colector en función de la longitud L , de la altura del canal de aire e y de la radiación solar I_r (kW), es decir, $\eta = f(L, e, I_r)$. El ajuste de los datos se realizó mediante el software *Wolfram Mathematica 9* a la función 4.

$$\eta = (a_0 + a_1 L + a_2 L^2)(e^{a_3})(I_r^{a_4}) \quad (4)$$

Obteniéndose la ecuación 5:

$$\eta = (79,6331 - 0,936835L - 1,17173L^2)(e^{0,222392})(I_r^{3,140}) \quad (5)$$

El modelo hallado (mostrado gráficamente en la Figura 4) permite determinar el rendimiento térmico de un calentador solar de aire plano para una longitud L (m), una altura de canal de aire e (m) para la radiación solar que alcanza al colector a una hora determinada con un coeficiente de correlación de 0,98.

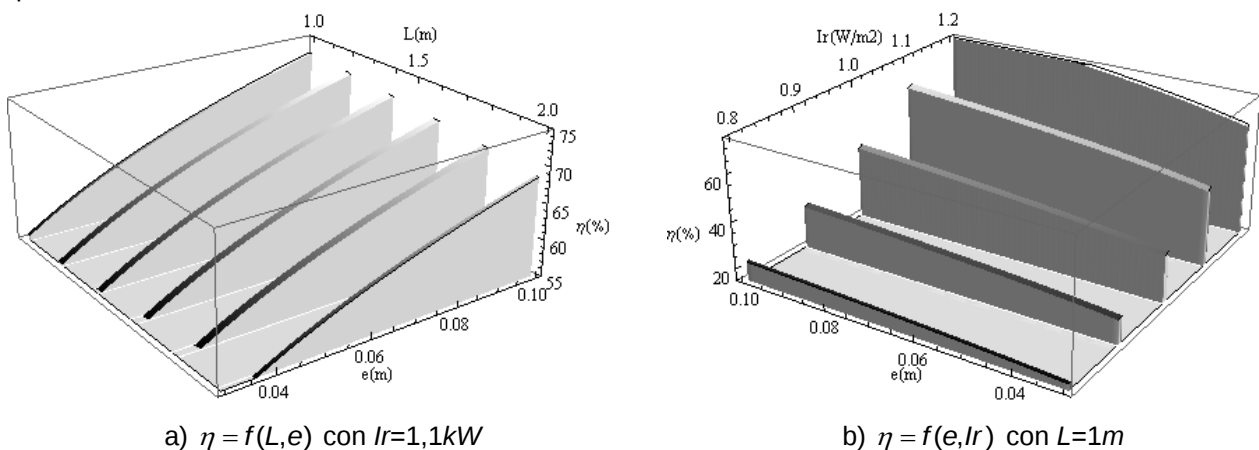


Fig. 4. Representación gráfica de los resultados ofrecidos por el modelo 5

Comportamiento del rendimiento térmico medio del colector

El rendimiento térmico medio del colector en el día es determinado a partir de las simulaciones horarias del calentador. El valor del rendimiento medio en el día fue calculado según la ecuación 6:

$$\eta_m = \frac{Q_{u \text{ día}}}{I_{\text{día}}} = \frac{\sum_i Q_{ui}}{\sum_i I_i} \quad (6)$$

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. 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. El valor del rendimiento medio no debe ser confundido con el valor medio del rendimiento térmico horario en el día.

Con los datos obtenidos de las simulaciones de los colectores de diferentes dimensiones se obtuvo el comportamiento del rendimiento térmico medio diario en función de la longitud del colector L y de la altura del canal de aire e , el cual se muestra en la Figura 5.

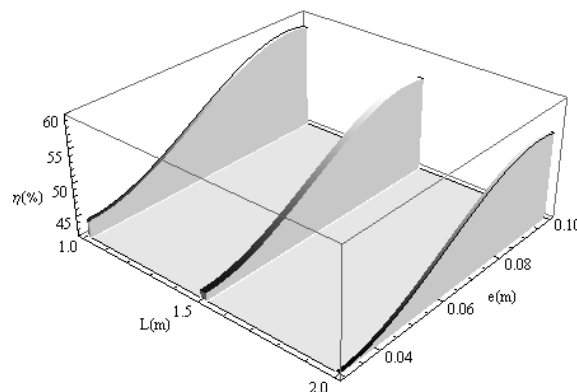


Fig. 5. Comportamiento rendimiento térmico medio del colector en el día en función de la longitud L (1-2m) y de la altura del canal de aire e (0,03-0,1m).

De la Figura 5 se aprecia que:

1. Para una altura del canal de aire constante, el rendimiento se incrementa en la medida que la longitud L disminuye.

2. Para una longitud de colector constante, el rendimiento crece en la medida que se incrementa la altura del canal de aire e . Sin embargo, el incremento del rendimiento con la altura del canal de aire no mantiene una tasa de crecimiento estable, así al variar e de 0,03 a 0,05m tiene una tasa de crecimiento relativamente baja, la cual se incrementa casi al doble al pasar de una altura de 0,05 a 0,075m. El rendimiento térmico prácticamente detiene su crecimiento cuando se sigue aumentando la altura del canal de aire entre 0,075 y 0,1m.

Teniendo en cuenta el comportamiento observado se realizó el ajuste de los datos de rendimiento térmico medio η_m (%) en función de la altura del canal (m) y la longitud de L (m), mediante el software *Wolfram Mathematica*, obteniéndose la ecuación 7 con un coeficiente de correlación de 0,98.

$$\eta_m = (57,51 - 109715,4e^3 + 20480,6e^2 - 944,4e)(L^{-0,0804}) \quad (7)$$

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 ($T=25^\circ\text{C}$) con el objetivo de poder comparar los resultados obtenidos entre las diferentes geometrías. Dichos resultados se muestran en la figura 6.

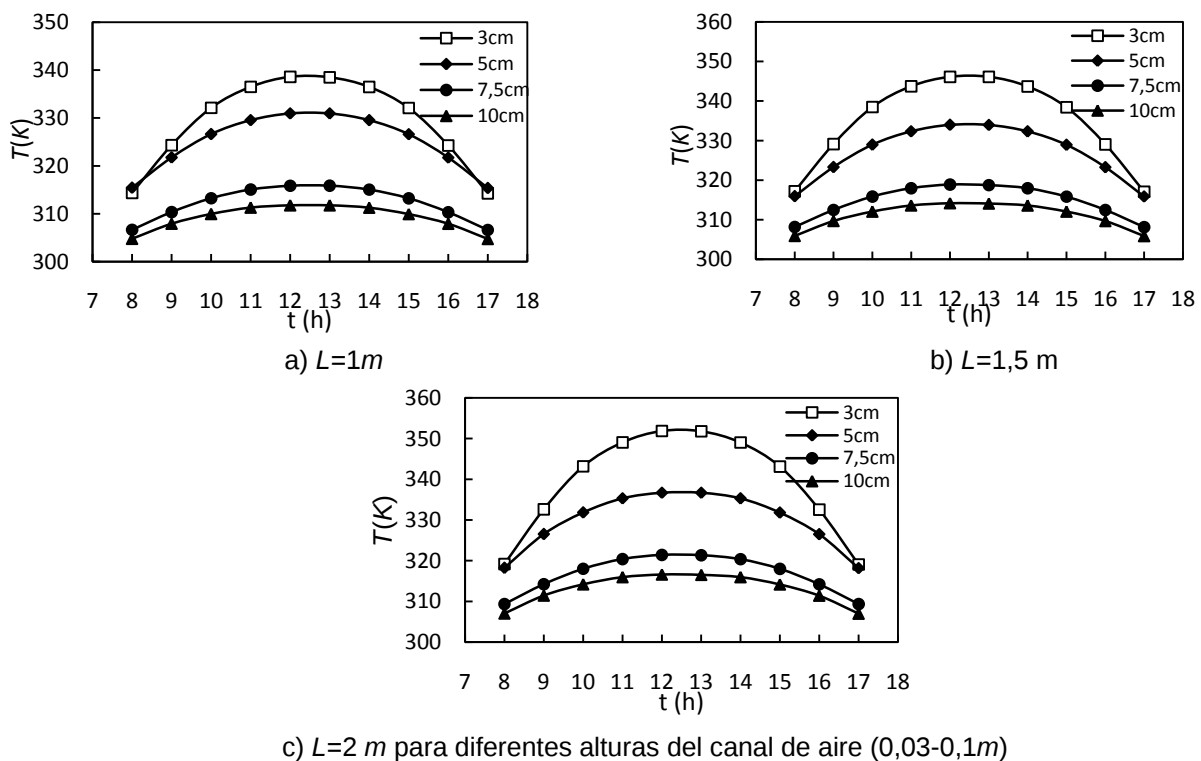


Fig.6. Comportamiento de la temperatura de salida del aire del calentador en función de la longitud

El análisis de los resultados graficados en la Figura 6 muestra que:

a) los mayores valores de temperatura se alcanzan para las menores alturas del canal de aire en el colector, es decir, para $e=3\text{cm}$.

b) existe un apreciable margen entre la temperatura alcanzada por el aire a la salida en los colectores con alturas de canal de $e=3\text{cm}$ y $e=5\text{cm}$ comparados con los colectores con alturas de canal mayores, es decir, de $e=7,5\text{cm}$ y $e=10\text{cm}$. Observe que el colector de $e=5\text{cm}$ logra valores de temperatura durante todos los horarios que oscilan entre 8 y 14°C superiores al logrado por el colector de $e=7,5\text{cm}$ cuando la longitud del equipo es de apenas $1m$ y la diferencia se incrementa a un intervalo entre 10 y 18°C cuando la longitud alcanza $2m$.

c) la dependencia con la longitud es evidente, apreciándose que en la medida que L se incrementa la temperatura crece.

d) Es muy importante hacer notar que aunque los colectores de mayor altura de canal de aire ($e=7,5$ y $e=10\text{cm}$) consiguen alcanzar los mayores rendimientos térmicos, con los mismos, independientemente de la longitud, es imposible alcanzar temperaturas mayores de 45°C para $e=7,5\text{cm}$ y de 40°C para $e=10\text{cm}$.

El comportamiento de la temperatura T (K) en función de la altura del canal de aire e (m), la longitud del colector L (m) y la radiación solar I_r (kW) que alcanza al colector fue obtenida mediante el ajuste de los datos

en *Wolfram Mathematica* resultando la ecuación 8. El coeficiente de correlación entre los datos y los valores ofrecidos por la ecuación obtenida es de 0,99.

$$T = 12,4294L^{0,181754}e^{-0,421473}Ir^{1,3898} + 273,15 \quad [K] \quad (8)$$

Comportamiento del flujo de aire caliente entregado por el colector

Recordando que los colectores solares estudiados operan en régimen de circulación natural, es evidente que el flujo de aire entregado por el colector dependerá de la energía que sea capaz de absorber el aire durante su estancia en el interior del colector, la cual hará cambiar la temperatura del aire y en consecuencia su densidad, provocando el flujo de aire. Luego, es importante conocer el comportamiento del flujo de aire entregado por el colector en función de sus dimensiones.

En la Figura 7 se muestra el flujo de aire caliente entregado por los colectores solares planos analizados en el intervalo de longitud L entre 1 y 2m y de altura del canal de aire entre 3 y 10cm. Los valores graficados son el resultado de la simulación de dichos colectores para cada hora del día en el intervalo entre las 8h y las 17h.

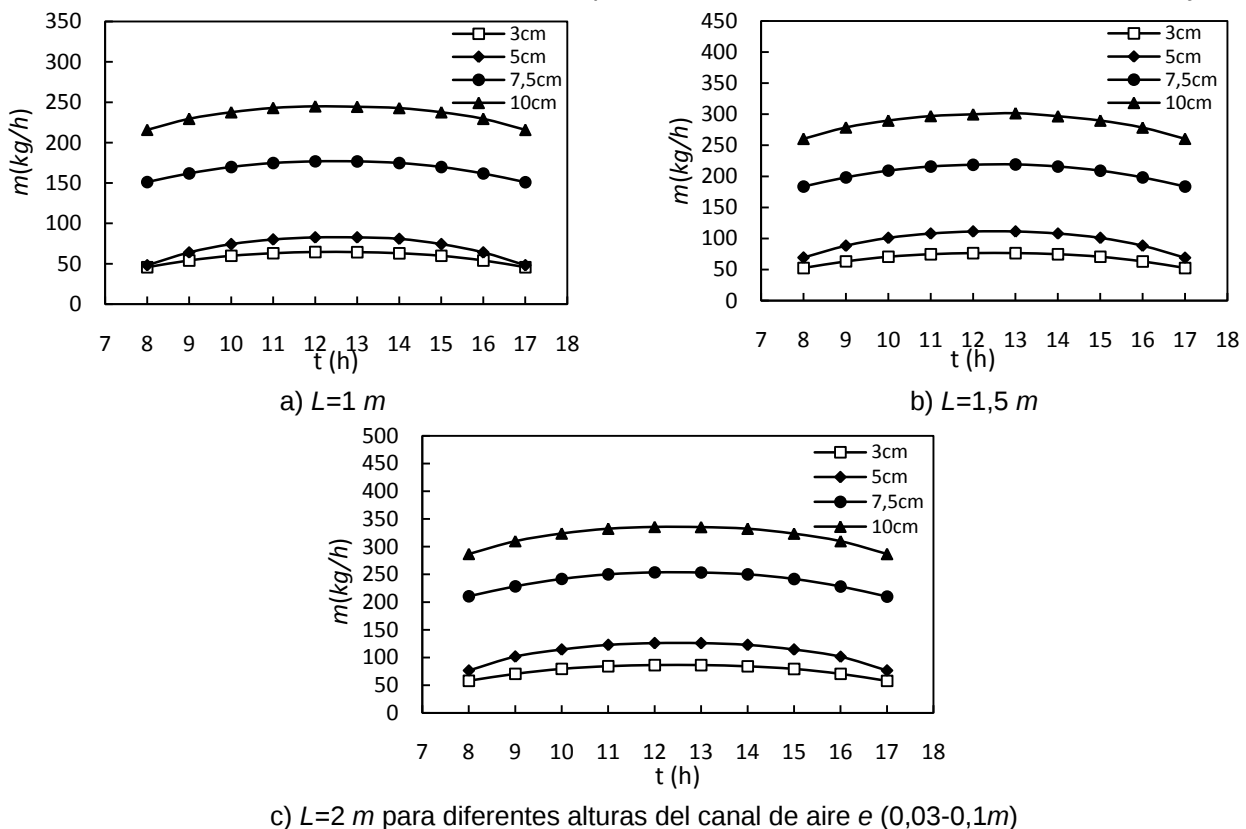


Fig. 7. Comportamiento del flujo másico de aire entregado por el calentador en función de la longitud

Los resultados presentados en la Figura 7 corresponden al flujo másico de aire entregado por colectores cuya dimensión transversal al flujo es, en todos los casos, 1m de longitud.

La Figura 7 permite apreciar que:

a) el flujo másico de aire es muy dependiente de la longitud del colector, incrementándose en la medida que se aumenta la longitud. Así, se aprecia que para una altura de canal de aire dada al incrementar la longitud del colector de 1 a 1,5m, el flujo máximo puede crecer entre 20 y 35% (equivalente a crecer entre 12 y 55kg/h dependiendo de la altura del canal de aire), a su vez si el incremento de longitud de colector es entre 1 y 2m, el flujo máximo puede crecer entre 35 y 52% (equivalente a crecer entre 22 y 90kg/h) dependiendo de la altura de canal de aire del colector que se trate.

b) la mayor dependencia del flujo másico se produce con la altura del canal de aire del colector. Obsérvese como para una longitud L dada, sea de 1, 1,5 o 2m, el flujo mayor para cualquier hora del día siempre se obtiene para la mayor altura de canal de aire (10cm) y el menor flujo de aire para la altura de 3cm. La variación del flujo al crecer la altura del canal es elevadísima, así al variar la altura del canal de aire de 3 a 10cm el flujo de aire (para el horario de máximo) se incrementa en aproximadamente 3,9 veces.

Sin embargo, como se aprecia en la Figura 7, el incremento del flujo de aire no es proporcional al aumento de la altura del canal de aire en el colector. Al variar la altura del canal de aire de 3 a 5cm el crecimiento del flujo (tomando como referencia el valor máximo) es de aproximadamente 1,3-1,4 veces apenas, dependiendo de la longitud del colector. Por su parte, al variar la altura del canal de aire de 5 a 7,5cm el flujo de aire tiene un

incremento brusco, duplicándose su valor. Ya al variar la altura del canal de aire de 7,5 a 10cm, la tasa de crecimiento del flujo de aire vuelve a descender, obteniéndose nuevamente un crecimiento de alrededor de 1,4 veces del flujo de aire producido por el colector de la altura de canal anterior.

c) la dependencia del flujo de aire entregado por el colector versus la hora del día aparentemente no es tan pronunciada, pues como se aprecia gráficamente las curvas tienen un comportamiento bastante aplanado, sin embargo no debe obviarse que en ello influye el escalado del gráfico. Realmente, como es de esperar, el flujo de aire entregado tiene un comportamiento que tiende a seguir el comportamiento de la radiación solar horaria, es decir, flujo máximo en el horario de mayor radiación y mínimo hacia los horarios del amanecer y el atardecer, donde la radiación incidente en el colector es muy baja. La variación del flujo de aire entregado con el horario del día, evaluada como la razón del flujo máximo entre el flujo mínimo, muestra valores entre 1,15 y 1,60 dependiendo de la altura del canal de aire del colector. La tasa de variación del flujo en el día se incrementa desde 1,5 hasta 1,6 al cambiar la altura del canal de aire de 3 a 5cm, en 5cm alcanza su máximo y comienza descender dicha tasa, siendo de 1,2 para la altura de 7,5cm y de 1,15 para e=10cm.

La masa de aire caliente entregada por el colector durante el día puede ser determinada por la integral (ecuación 9):

$$M = \int_{8h}^{17h} \dot{m} dt \quad (9)$$

Siendo $\dot{m}$ el flujo de aire entregado por el colector (kg/h) y t el tiempo (h). El resultado de dicha integral corresponde al área bajo cada curva de la Figura 7 para cada longitud de colector y cada altura del canal de aire y sus valores han sido graficados en la Figura 8.

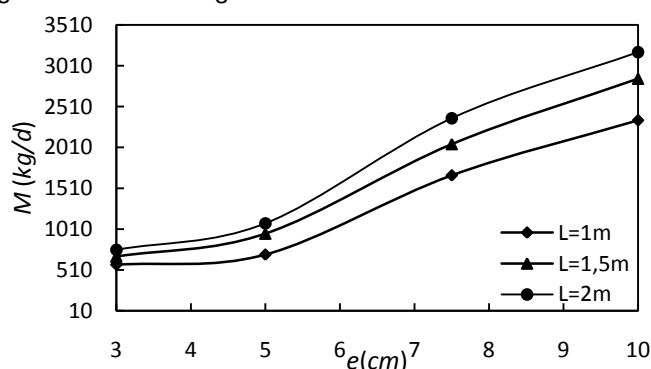


Fig. 8. Producción de aire caliente diaria de un colector plano de 1m de ancho en función de la longitud L y la altura del canal de aire e

La producción de aire caliente como era de esperar es creciente con el aumento de la altura del canal de aire, de manera tal que al aumentar e de 3 a 10cm, la masa de aire entregada en el día se incrementa en 4,2 veces. La mayor tasa de crecimiento de la producción de aire caliente se produce al variar la altura del canal de aire en el colector de 5 a 7,5cm, en cuyo caso la masa de aire entregada se multiplica por aproximadamente 2,2. El comportamiento de la producción de aire caliente M (kg) en función de la altura del canal de aire e (m) y la longitud del colector L (m) fue obtenido mediante el ajuste de los datos resultando la ecuación 10. El coeficiente de correlación entre los datos y los valores ofrecidos por la ecuación obtenida es de 0,98.

$$M = (248059 - 11944 \cdot 10^{-7} e^3 + 2,447 \cdot 10^6 e^2 - 12679822e) L^{0,46819} \quad (10)$$

Conclusiones

Se obtuvo el comportamiento y las correlaciones características siguientes :a) del rendimiento térmico de los colectores en función de su longitud, de la altura del canal de aire y de la radiación solar incidente sobre el colector; b) del rendimiento térmico global en el día del colector solar, también en función de sus parámetros de diseño; c) de la temperatura de salida del aire del calentador para las diferentes horas del día en función de la longitud del colector y la altura del canal de aire, d) del flujo de aire caliente entregado por un colector, de dimensión transversal al flujo unitaria, para cada hora del día en función de la longitud y de la altura del canal de aire del colector y e) de la producción global diaria de aire caliente (en kg) que puede entregar el colector solar en función de su longitud y de su altura de canal de aire.

Referencias

1. Oko CO, Nnamchi SN. Heat transfer in a low latitude flat plate solar collector. *Thermal Science*. 2012;16(2):583-91. ISSN 2334-7163. DOI 10.2298/TSCI1004190750.
2. Moummi N, Moummia A, Aouesa K, et al. A numerical study of the phenomena of heat transfer in plane air solar collectors. *International Journal of Sustainable Energy*. 2011;30(31):169-78. ISSN 1478-646X. DOI 10.1080/1478646X.2010.509495.
3. Vlachos N, Karapantsios TD, Balouktsisc AI. Design and testing of new solar tray drying. *Drying Technology*. 2002;20(6):1243-71. ISSN 1532-2300 DOI 10.1081/DRT-120004050.
4. Omojaro A, Aldabbagh L. Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber. *Applied Energy*. 2010;87:3759-65. ISSN 0306-2619.
5. Alta D, et al. Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses. *Applied Energy*. 2010;87:2953-73. ISSN 0306-2619.
6. Chamoli S. Exergy analysis of a flat plate solar collector. *Journal of Energy in Southern Africa*. 2013;24(3):8-13. ISSN 2413-3051.
7. Bolaji B, Abiala I. Theoretical and Experimental Analyses of Heat Transfer in a flat plate solar collectors. *Walailak Journal*. 2012;9(3):239-48. ISSN 2228-835X.
8. 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. ISSN 0960-1481.
9. Koulibaly A, González Bayón JJ. Modelación de un colector solar para calentamiento de aire. *Ingeniería Energética*. 2015;36(3):282-93. ISSN 1815-5901.
10. Ávila A, Mendoza J, Beltrán J. Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta. *Ingeniería y Desarrollo*. 200;27:93-112. ISSN 2145-9371.
11. 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. ISSN 1364-0321.
12. Cerezo A, et al. Simulación del colector solar de un secador para el sistema producto vainilla de Quintana Roo. In: XXXIII Semana Nacional de Energía Solar; 2009.
13. 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;2:234-41. ISSN 0976-3945.