

## ESTUDIO DE SENSIBILIDAD PARAMÉTRICA SOBRE LA EFICIENCIA DE UN COLECTOR SOLAR CALENTADOR DE AIRE DE DOBLE FLUJO EN CO- CORRIENTE

**José E. Quiñonez<sup>1</sup>, Alejandro L. Hernández<sup>1</sup>, Luis Boccaccini<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa – CONICET)

<sup>1</sup>Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa)

Av. Bolivia 5150, A4400FVY, Salta, Argentina.

Tel. 54-0387-4255579 – Fax 54-0387-4255489. E-mail: jeq1@hotmail.com

<sup>2</sup>Laboratorio de investigación, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional San Rafael

Av. Gral. J. J. Urquiza 314. (5600) San Rafael. Mendoza

*Recibido: 30-6-2016; Aceptado:31-7-2016.*

**RESUMEN.-** En este trabajo se presenta un análisis paramétrico de la performance térmica del colector solar calentador de aire de doble flujo en co-corriente diseñado para el calentamiento de edificios. El estudio fue realizado por simulación computacional en base al caudal de aire circulante, área de colección y altura del canal del flujo. Un modelo físico matemático que describe la performance térmica del colector fue convertido a un código computacional. Los resultados obtenidos permiten conocer y evaluar la influencia que tiene cada parámetro de diseño sobre la eficiencia global diaria y su aporte puede resultar beneficioso para el desarrollo de prototipos eficientes.

**Palabras claves:** Colector Solar, Calentador de Aire, Eficiencia Térmica.

## SENSITIVITY PARAMETRIC STUDY ON EFFICIENCY OF A SOLAR COLLECTOR AIR HEATER DOUBLE FLOW CO- CURRENT

**ABSTRACT.-** In this work a parametric analysis solar collector air heater double flow co-current of the performance thermal used for spaces heating is presented. The study was realized for computer simulation based on the flow of circulating air, collection area and flow channel height. A mathematical physical model describing the collector of the thermal performance was converted to a computer code. The results allow us to know and to evaluate the influence of each parameter of design on daily overall efficiency and its contribution can be beneficial to the development of efficient prototypes.

**Keywords:** Solar collector, Air heater, Thermal efficiency.

### 1. INTRODUCCION

El principal objetivo de un colector solar calentador de aire (CSCA) es convertir la energía que llega desde el sol en energía térmica para luego poder ser aprovechada en el acondicionamiento de ambientes, ya sea para obtener el confort térmico de una vivienda (Joudi y Farhan, 2014; Hernández *et al.* 2010) o el secado de productos agrícolas (El-Sebaï y Shalaby, 2012; VijayaVenkataRamanet *al.*, 2012).

Los tipos de configuraciones de los CSCA están diferenciadas por el lugar por donde fluye el aire en contacto con la placa absorbidora (Duffie&Beckman, 2006) y, como bien se sabe, un colector solar consta de cuatro partes principales; una caja contenedora, una cubierta transparente, una placa absorbidora y la aislación térmica. A pesar de que su construcción es relativamente sencilla tiene como

principal desventaja la baja tasa de transferencia de calor desde la placa absorbidora al aire que fluye en su interior. Por este motivo son muchos los investigadores que actualmente siguen estudiando nuevos prototipos modificando la placa absorbidora con el agregado de aletas o bafles (A.A. El-Sebaï *et al.*, 2011; Ben Slama Romdhane, 2007) y el desarrollo de superficies selectivas (Quiñonez *et al.*, 2013). También se puede usar el colector solar en combinación con materiales de cambio de fase (A.E. Kabeel, 2016) o con acumuladores térmicos.

La elección de un diseño de CSCA se realiza muchas veces sin saber exactamente cuál es la configuración más eficiente en lo que respecta a sus parámetros constructivos. Las características y propiedades físicas, mecánicas y térmicas de sus partes pueden variar de acuerdo a la forma del colector y el tipo de aplicación. Esto hace que el desempeño

de cada colector varíe dependiendo de su configuración, construcción, materiales y, además, de las condiciones climáticas del lugar. Por este motivo es conveniente realizar un modelo físico matemático que describa el desempeño del colector bajo distintas condiciones constructivas y de operación, y a su vez permita obtener una descripción del funcionamiento dinámico del colector para tomar decisiones previas a su construcción final.

La modelización matemática de un colector solar es un estudio muy importante que debe realizarse con la finalidad de simular su desempeño termo-energético y evaluar cuáles son los parámetros de mayor influencia en el rendimiento térmico. Además, brinda la posibilidad de convertir las ecuaciones matemáticas en algoritmos computacionales, lo cual permite que se transforme en una herramienta de análisis muy potente para cualquier profesional del área. En la literatura actual existen numerosos reportes sobre CSCA que fueron diseñados, modelados y ensayados (Réné Tchinda, 2009). Hernández y Quiñonez (2013) desarrollaron modelos físico-matemáticos del funcionamiento de CSCA para las configuraciones de doble flujo en co-corriente (CDFCC) y doble paso en contra corriente (CDPCC). Partiendo de un balance térmico en estado estacionario obtuvieron las ecuaciones que caracterizan el comportamiento termo-energético de estos colectores. Estas configuraciones corresponden a las de mayor eficiencia en cuanto a los colectores de aire, pero el CDFCC presenta mayores beneficios en relación a su aplicación porque su construcción es más sencilla, puede funcionar en convección natural o forzada y las pérdidas de carga son menores debido al sentido de circulación del aire.

En este trabajo se presenta un estudio de sensibilidad paramétrica de la eficiencia térmica para la configuración CDFCC. Las expresiones analíticas presentadas en el trabajo de Hernández *et al.* (2013) fueron convertidas en un código computacional para evaluar la dependencia de la eficiencia térmica con el caudal de flujo, el área de colección y la altura del canal de flujo. El trabajo tiene como objetivo aportar un análisis termo-energético del colector solar calentador de aire mediante simulación computacional.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL COLECTOR ESTUDIADO

El CDFCC posee dos canales de flujo formados uno entre la placa absorbadora y la cubierta y el otro entre la placa absorbadora y el fondo. En la Figura 1 se esquematiza este tipo de colector. El flujo de aire que ingresa al colector se divide en su interior por dos canales (Flujo 1 y Flujo 2) recorriéndolos en la misma dirección hasta llegar al final del colector donde vuelven a mezclarse.

De acuerdo a la relación costo-beneficio se seleccionó una cubierta transparente de policarbonato alveolar y una placa absorbadora plana pintada de negro en la parte expuesta a la radiación solar para maximizar su absorción. Las dimensiones de los distintos elementos del colector y sus características termo-físicas serán detalladas más adelante.

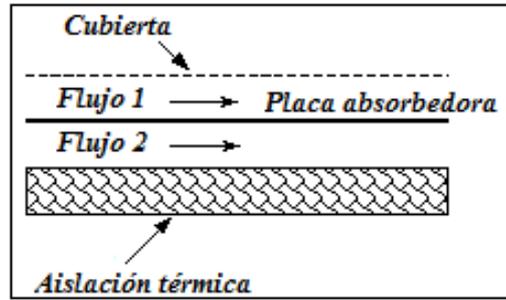


Fig. 1: Esquema de un colector solar calentador de aire de doble flujo en co-corriente.

## 3. MODELO TEORICO EMPLEADO

Los balances energéticos en estado estacionario para la cubierta transparente, el aire que fluye a través canal 1 (Flujo 1), la placa absorbadora, el aire que fluye a través del canal 2 (Flujo 2) y la superficie inferior del colector se expresan, respectivamente, como:

$$U_t(T_a - T_{c1}) + h_1(T_{f1} - T_{c1}) + h_{r1}(T_p - T_{c1}) = 0 \quad (1)$$

$$h_1(T_{c1} - T_{f1}) + h_2(T_p - T_{f1}) = q_{u1} \quad (2)$$

$$S + h_2(T_{f1} - T_p) + h_{r1}(T_{c1} - T_p) + h_3(T_{f2} - T_p) + h_4(T_b - T_p) = 0 \quad (3)$$

$$h_3(T_p - T_{f2}) + h_4(T_b - T_{f2}) = q_{u2} \quad (4)$$

$$U_b(T_a - T_b) + h_4(T_{f2} - T_b) + h_{r2}(T_p - T_b) = 0 \quad (5)$$

La energía útil total obtenida localmente por el fluido que circula dentro del colector es:

$$q_u = q_{u1} + q_{u2} = F' [S - U_{01}(T_{f1} - T_a) - U_{02}(T_{f2} - T_a)] \quad (6)$$

### Nomenclatura

- $h_1$  coeficiente de transferencia de calor por convección bajo la cubierta transparente en  $W/(m^2 K)$ .
- $h_2$  y  $h_3$  coeficientes de transferencia de calor por convección en cada lado de la placa absorbadora en  $W/(m^2 K)$ .
- $h_4$  coeficiente de transferencia de calor por convección sobre la superficie del fondo en  $W/(m^2 K)$ .
- $h_{r1}$  coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbadora y la cubierta en  $W/(m^2 K)$ .
- $h_{r2}$  radiation heat transfer coefficients between the absorber plate and the bottom surface in  $W/(m^2 K)$ .
- $U_t$  coeficiente de pérdida de calor desde la cubierta transparente hacia el ambiente en  $W/(m^2 K)$ .
- $U_b$  coeficiente de pérdida de calor desde la superficie del fondo hacia el ambiente en  $W/(m^2 K)$ .
- $T_{f1}$  temperatura local del aire que fluye entre la placa absorbadora y la cubierta en  $^{\circ}C$ .

$T_{f2}$	temperatura local del aire que fluye la placa absorbadora y la superficie del fondo en °C.
$T_{c1}$	temperatura local de la cubierta interior en °C.
$T_p$	temperatura local de la placa absorbadora en °C.
$T_b$	temperatura local de la superficie del fondo del colector en °C.
$T_a$	temperatura del ambiente en °C.
$S$	irradiancia solar absorbida por la placa absorbadora en $W/m^2$ .
$q_{u1}$	energía útil del aire que fluye entre la placa absorbadora y la cubierta en $W/m^2$ .
$q_{u2}$	energía útil del aire que fluye entre la placa absorbadora y la superficie del fondo en $W/m^2$ .

Los coeficientes involucrados en la ecuación (6) están desarrollados y descritos en el trabajo de Hernández *et al.* (2013).

#### 4. ESTUDIO PARAMÉTRICO

La evaluación fue realizada en base a la eficiencia diaria de colección definida como el cociente entre el calor útil total generado durante las horas de sol,  $Q_u$  diario y la irradiación solar total recibida sobre el plano del colector durante ese mismo periodo  $H_p$ :

$$\eta = \frac{Q_u \text{ diario}}{Ac H_p} \quad (7)$$

siendo  $Ac$  el área de apertura solar.

El colector solar está ubicado a una latitud de 24,7° Sur y longitud 65,5° Oeste, correspondientes a la ciudad de Salta. Los parámetros variados en este estudio son: el caudal de aire, la altura del canal de flujo y el área de colección considerando un ángulo de inclinación de 35°. Esta pendiente es de interés ya que representa la latitud del lugar + 10°, considerada como óptima para la colección de energía solar en la época invernal.

##### 4.1 Condiciones Meteorológicas

En la Figura 2 se muestran los datos climáticos correspondientes al mes de julio, considerado como el mes más frío de la época invernal para esta localidad. Los valores medios mensuales de las temperaturas mínima, media y máxima obtenidos a partir de datos estadísticos del servicio meteorológico nacional son 2,4 °C, 9,9 °C y 20,9 °C, respectivamente. La irradiación solar global diaria sobre superficie horizontal para este mes es de 11,5  $MJ/m^2$  y la irradiación solar horaria sobre el plano del colector fue obtenida a partir del modelo de Liu-Jordan con el modelo de cielo anisotrópico HDKR (Duffie & Beckman, 2006) para el día 17 de julio, a una inclinación de 35° y con el plano orientado hacia el Ecuador.

##### 4.2 Parámetros Constructivos del colector solar

Una parte importante del gasto de materiales es introducido por la cubierta transparente ya que para obtener mejores eficiencias, debe ser doble. Una alternativa interesante por su costo, bajo peso y resistencia mecánica al impacto es el uso de policarbonato alveolar en reemplazo de la cubierta

doble de vidrio. Sin embargo, su precio difiere considerablemente de acuerdo al espesor de los alveolos. Para la placa absorbadora se consideraron los valores de absorbancia solar y emitancia infrarroja correspondientes a la pintura negra. En cuanto a la aislación térmica se consideró lana de vidrio ubicada en el fondo y en los laterales del colector.

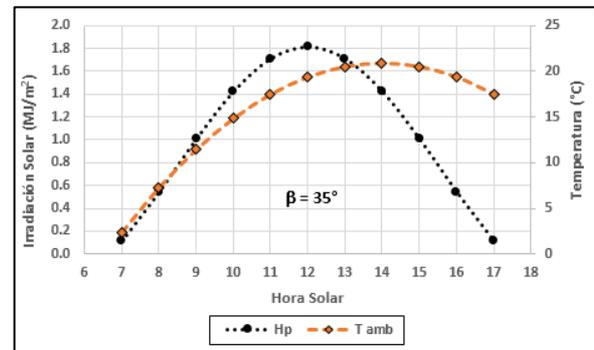


Fig. 2: Irradiación solar global horaria sobre el plano del colector y temperatura ambiente en el mes de julio.

En la Tabla 1 se muestran las características y propiedades de los materiales utilizados para la simulación del comportamiento termo-energético del colector. Los valores y dimensiones corresponden a valores típicos de colectores solares calentadores de aire.

Tabla 1: Dimensiones y propiedades termo-ópticas del colector solar calentador de aire.

##### Dimensiones del colector

Longitud,  $L = 2,16 \text{ m}$   
 Ancho,  $A = 0,90 \text{ m}$   
 Altura de canal,  $a = 0,025 \text{ m}$   
 Área de entrada,  $A_{ent} = 0,0188 \text{ m}^2$

##### Placa Absorbadora

Absortancia,  $\alpha = 0,95$   
 Emitancia,  $\varepsilon = 0,95$

##### Cubierta Transparente

Policarbonato alveolar, 6 mm de espesor.

##### Aislación térmica

Lana de vidrio,  $k = 0,04 \text{ Wm}^{-1}\text{°C}^{-1}$ .  
 En el fondo de 5 mm de espesor.  
 En los laterales de 2,5 mm de espesor.

##### 4.3 Dependencia con el caudal

Partiendo de los datos establecidos en la Tabla 1, las simulaciones fueron realizadas para velocidades de aire de 1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7  $\text{ms}^{-1}$ . Estas velocidades de trabajo evitan las fuertes vibraciones en los ductos de aire y son consideradas adecuadas para las instalaciones de acondicionamiento de aire (Carrier, 1974). Para estas velocidades los caudales de aire circulante en el colector son 0,0188, 0,0376, 0,0564, 0,0752, 0,0940, 0,01128 y 0,1316  $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ , respectivamente.

En la Figura 3 se muestra la evolución temporal de la temperatura de salida del aire parametrizada con el caudal circulante. Se observa que el incremento del caudal produce una disminución de la temperatura de salida. Los valores máximos de temperatura de salida se obtienen al medio día solar cuando la radiación solar es máxima. Para caudales superiores a  $0,0564 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  la temperatura de salida resulta ser inferior a  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  durante todo el día y las variaciones entre estos caudales es menor al 1%.

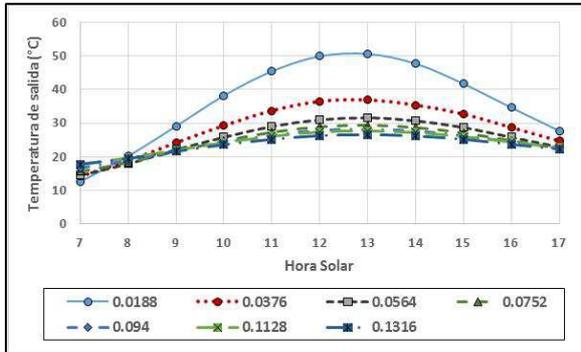


Fig. 3: Evolución temporal de la temperatura de salida del aire parametrizada con el caudal circulante.

La eficiencia diaria de colección de un colector solar es un dato importante ya que permite realizar el dimensionamiento de una instalación a partir de la ecuación (7). En la Figura 4 se presenta la dependencia de la eficiencia térmica diaria con el caudal circulante. Los resultados muestran que cuanto mayor es el caudal circulado por el colector mayor es la eficiencia diaria. Para el caudal de  $0,0188 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  se obtiene una eficiencia diaria de 0,39, para  $0,0376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  es de 0,47 obteniendo un incremento de aproximadamente el 17% y para  $0,0564 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  es de 0,52 obteniendo un incremento de 9,6% con respecto al caudal anterior. En el caudal de  $0,0752 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  se tiene una eficiencia de 0,55 y a partir de aquí es poco el incremento que se logra con el aumento del caudal.

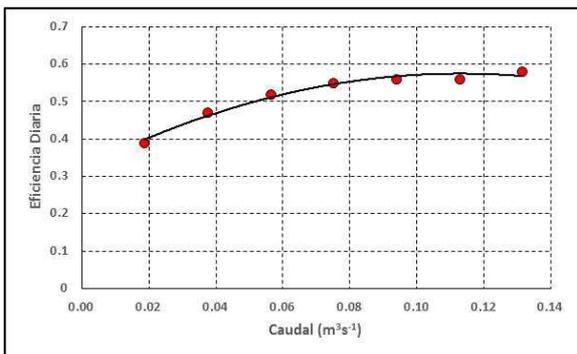


Fig. 4: Eficiencia diaria en función del caudal circulante.

Por lo tanto, para este modelo de colector no resulta conveniente trabajar con caudales superiores a  $0,075 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  (velocidad del aire de  $4 \text{ ms}^{-1}$ ).

En la Figura 5 se grafican los valores diarios del calor útil generado por el colector solar ( $Q_{\text{útil}}$ ). El incremento de la eficiencia diaria conduce a un incremento proporcional del calor útil generado por día. Por lo tanto, manteniendo fija el área de colección y la altura del canal de flujo, e incrementando los caudales se obtienen energías útiles

diarias entre 11 y 16 MJ. Para caudales superiores a  $0,0752 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  el incremento en el calor útil diario es insignificante.

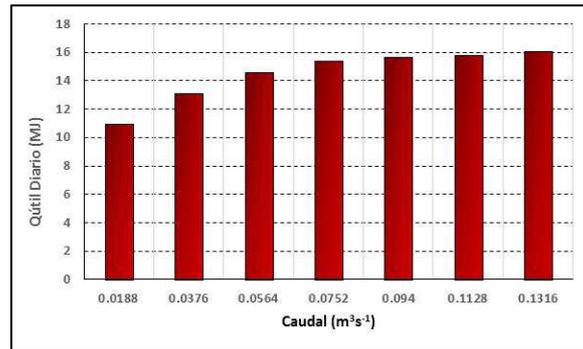


Fig. 5: Calor útil diario generado en función del caudal.

La Figura 6 muestra los resultados obtenidos en una imagen 3D de la eficiencia térmica instantánea en función de las horas solares y de los caudales circulados. Los rangos de colores representan un determinado intervalo de eficiencia. Se observa que mientras mayor es el caudal, mayor es la eficiencia instantánea. Las eficiencias máximas se obtienen al medio día solar y el valor máximo alcanzado es de aproximadamente 65 % para un caudal de  $0,1316 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  correspondiente a una velocidad de  $7 \text{ ms}^{-1}$ . Mientras que para los caudales de  $0,0376$  y  $0,0564 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  se obtienen eficiencias instantáneas máximas entre 50-55% y 55-60%, respectivamente. Cuanto más alto es el caudal circulado, mayor es el número de horas en que el colector funciona a eficiencias instantáneas altas. Por ejemplo para caudales superiores a  $0,0564 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  el colector trabaja a eficiencias mayores al 45% durante el periodo comprendido entre las 8 y las 16 horas.

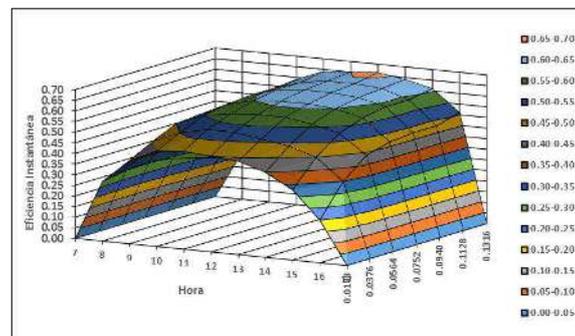


Fig. 6: Evolución horaria de la eficiencia térmica instantánea parametrizada con el caudal de circulación.

#### 4.4 Dependencia con el área de colección

El análisis de la dependencia de la eficiencia diaria con el área de colección fue realizada para un caudal de  $0,0376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  (velocidad de  $2 \text{ ms}^{-1}$ ) y manteniendo fija la altura del canal de flujo. El área fue modificada mediante la variación de la longitud del colector manteniendo fijo su ancho en 0,9 m. La Figura 7 muestra la evolución temporal de la temperatura de salida del aire parametrizada con la longitud del colector. Los valores de temperatura de salida se incrementan al aumentar de la longitud del colector, produciéndose los máximos al medio día solar.

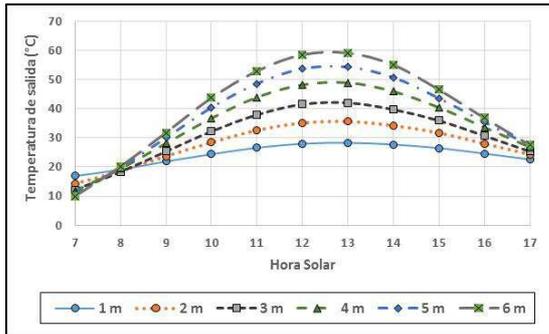


Fig. 7: Evolución temporal de la temperatura de salida del aire parametrizada con la longitud del colector.

En la Figura 8 se grafica la eficiencia térmica diaria en función de la longitud del colector. La eficiencia diaria disminuye a medida que se incrementa la longitud del colector. Los valores de eficiencias diarias varían entre 0,38 y 0,50, obteniendo el máximo de eficiencia para una longitud de un metro, mientras que el mínimo con seis metros de longitud. En la práctica es común encontrar colectores de aproximadamente 4 metros de largo que funcionan con velocidades próximas a las  $2 \text{ ms}^{-1}$ , para este caso la eficiencia diaria es del orden de 0,42.

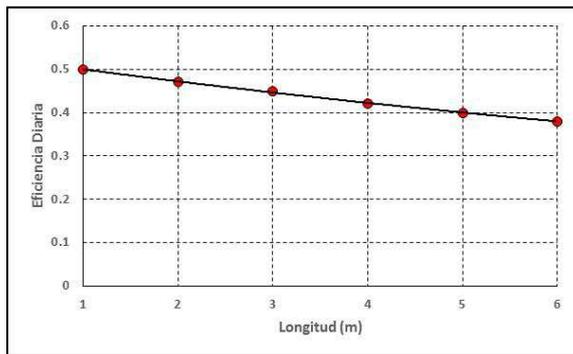


Fig. 8: Eficiencia diaria en función de la longitud.

En la Figura 9 se grafica el calor útil diario en función de la longitud del colector. Se observa que a pesar de que la eficiencia diaria disminuye con el incremento de la longitud, el calor útil diario se incrementa con él. Estos resultados tienen su explicación mediante el análisis de la ecuación 1. La eficiencia diaria es inversamente proporcional al área de colección, por lo tanto el incremento en la longitud del colector produce la disminución de la eficiencia térmica. Además el incremento de la longitud aumenta las pérdidas térmicas desde la placa absorbedora hacia el ambiente al aumentar la temperatura media de placa.

El incremento del calor útil es debido al aumento de la temperatura de salida del aire. Al aumentar la longitud del colector se incrementa el salto térmico entre las temperaturas de entrada y salida del aire siendo el calor útil proporcional a esta diferencia de temperaturas.

La grafica 3D de la Figura 10 muestra la evolución horaria de las eficiencias térmicas instantáneas parametrizadas con la longitud del colector. Los valores de eficiencia mínimos se encuentran en la primera y última hora del día, mientras que los valores máximos se encuentran concentrados entre

50 y 55% a partir de las 10 de la mañana hasta las 14 hs. aproximadamente para longitudes de 1, 2 y 3 m. Eficiencias entre 45 y 50% se obtienen entre las 9 y las 15 hs. para todas las longitudes, pero a partir de los 2m los valores de eficiencia instantánea decrecen y el colector funciona con eficiencias menores al 45% durante más horas en el día.

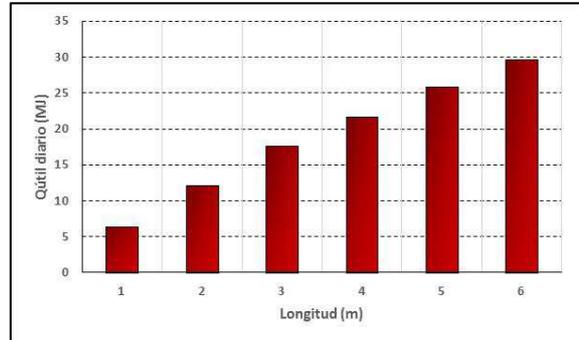


Fig. 9: Calor útil diario generado en función de la longitud del colector.

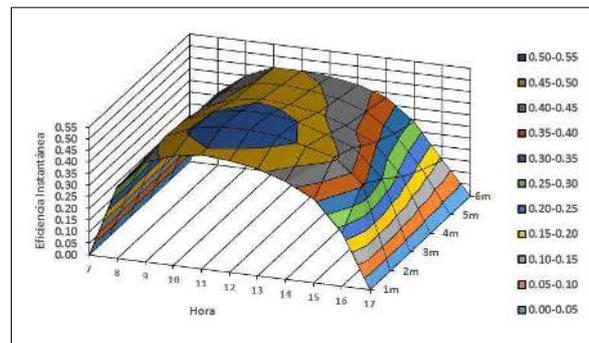


Fig. 10: Eficiencia térmica instantánea parametrizada con la longitud del colector.

#### 4.5 Dependencia con la altura del canal de flujo

En este estudio se analizó la influencia de la altura del canal de flujo sobre la eficiencia diaria, manteniendo invariante el área de colección ( $1,94 \text{ m}^2$ ). Los canales de flujo formados entre placa absorbedora-cubierta y placa absorbedora-fondo fueron variados de forma simétrica para alturas de 1, 2, 3, 4 y 5 cm. La Figura 11 muestra la dependencia de la eficiencia térmica diaria con la altura de los canales de flujo parametrizada con el caudal circulante. Los resultados muestran que, para un caudal determinado, la eficiencia térmica diaria disminuye al incrementarse la altura de los canales de flujo. A su vez el incremento del caudal permite obtener mayores eficiencias diarias.

Las máximas eficiencias se obtienen para 1 cm de espaciamiento en ambos canales. Para caudales altos las eficiencias son del orden de 0,6 con este espaciamiento mientras que para los caudales medios son del orden de 0,57. En los caudales bajos,  $0,0188$  y  $0,0376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ , con 1 cm de espaciamiento las eficiencias son de 0,40 y 0,48, respectivamente. La altura óptima de los canales de flujo debe ser entre 1 y 2 cm de altura siendo la diferencia de las eficiencias diarias entre estos dos espaciamientos del orden del 3% considerando el mismo caudal. Esta diferencia se

mantiene para los caudales comprendidos entre  $0,0188$  y  $0,0564 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  mientras que para los caudales superiores a  $0,0752 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  es del orden de 2 %.

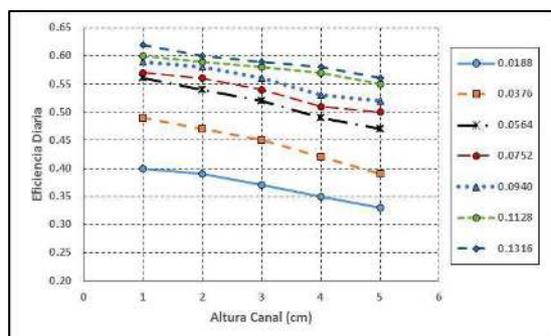


Fig. 11: Eficiencia diaria en función de la altura del canal de flujo y del caudal circulado.

## 5. CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos de la parametrización del colector mediante el caudal muestran que la eficiencia térmica diaria de colección depende fuertemente del caudal circulante, cuanto mayor sea el caudal mayor será la eficiencia diaria. El incremento de la eficiencia diaria conduce a obtener mayor energía diaria generada por el colector. Se obtiene una eficiencia diaria de 0,39 para un caudal de  $0,0188 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  y de 0,47 para un caudal de  $0,0376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ , obteniendo un incremento de aproximadamente el 17 %. Mientras que para  $0,0752 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  es de 0,52 obteniendo un incremento de 9,6%. Para el caudal de  $0,0752 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  se tiene una eficiencia de 0,55 y a partir de aquí la eficiencia diaria no cambia demasiado. Los máximos de eficiencia instantánea se obtienen en horas próximas al medio día solar, entre 0,6 y 0,7, cuando la radiación solar es máxima, y los mínimos durante las primeras y últimas horas del día. Las simulaciones dieron como resultado energías diarias de colección entre 11 y 16 MJ. La temperatura de salida también muestra una dependencia con el caudal, a mayor caudal se obtiene una menor temperatura de salida con valores máximos al medio día solar.

La eficiencia térmica diaria también fue parametrizada con la longitud del colector manteniendo fijo su ancho, para un caudal de  $0,0376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ . La eficiencia diaria disminuye a medida que se incrementa la longitud del colector. Los valores varían entre 0,50 y 0,38 para longitudes comprendidas entre 1 y 6 m respectivamente. El máximo de eficiencia diaria corresponde a una longitud de 1m mientras que el mínimo corresponde a una longitud de 6 m. El incremento de la longitud del colector genera una disminución de la eficiencia diaria y un aumento de la temperatura de salida del aire aumentando, en consecuencia, la energía útil diaria. Las longitudes óptimas para un colector de este tipo se encuentran entre 2 y 3 m, obteniéndose energías útiles diarias de 12,2 y 17,7 MJ respectivamente bajo las condiciones climáticas del estudio.

Por último, la eficiencia térmica también muestra una dependencia con la altura de los canales de flujo. La eficiencia diaria de colección disminuye con el incremento de la altura del canal de flujo. Los máximos valores de eficiencia se obtienen para 1 cm de espaciamiento entre la placa absorbadora-cubierta y placa absorbadora-fondo. Para caudales altos se tienen eficiencias del orden de 0,6, mientras que para los caudales medios de 0,57 con estos espaciamientos. En caudales bajos,  $0,0188$  y  $0,0376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ , con 1 cm de espaciamiento las eficiencias son de 0,48 y 0,40. Para 2 cm de espaciamiento la diferencia en la eficiencia diaria con el de 1 cm es del orden de 3% para los caudales comprendidos entre  $0,0188$  y  $0,0564 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  mientras que para los caudales superiores a  $0,0752 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  es del orden del 2%. Por lo tanto, la altura óptima de los canales de flujo debe estar comprendida entre 1 y 2 cm.

## REFERENCIAS

- Ben SlamaRomdhane (2007). The air solar collectors: Comparative study, introduction of bafflesto favor the heat transfer. *Solar Energy*, **81**, 139–149.
- Carrier. Manual de Aire Acondicionado. 2da reimpression (1974). Editorial MARCOMBO S. A.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (2006) *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd. edition, USA:John Wiley & Sons.
- El-Sebaili, A. A., Aboul-Enein, S., Ramadan, M.R.I., Shalaby, S.M., Moharram, B.M. (2011). Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater. *Applied Energy*, **88**, 1727–1739.
- El-Sebaili, A. A., Shalaby, S.M.(2012). Solar drying of agricultural products: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **16**, 37– 43.
- Hernández, A. L., Lesino G., Rodríguez L., Linares J. (2010). Design, modelling and computational assessment of passive and active solar collectors for thermal conditioning of the first bioclimatic hospital in Argentina. *Journal of Building Performance Simulation* **3**(3):217-32.
- Joudi, K. A., Farhan, A. A. (2014). Greenhouse heating by solar air heaters on the roof. *Renewable Energy*, **72**, 406-414.
- Kabeel, A. E., Khalil, A., Shalaby S. M., Zayed, M. E.(2016). Experimental investigation of thermal performance of flatand v-corrugated plate solar air heaters with and withoutPCM as thermal energy storage. *EnergyConversion and Management*, **113**, 264–272.
- Quiñonez, J. E., Hernández, A. L. (2014), Primeros ensayos de caracterización de un nuevo recubrimiento selectivo para placas absorbadoras de colectores solares calentadores de aire. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. **18**, 43-50.
- Tchinda, René(2009). A review of the mathematical models for predicting solar airheaters systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **13**, 1734–1759.
- VijayaVenkataRaman,S., Iniyan, S., RankoGoic(2012). A review of solar drying technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **16**, 2652– 2670.