

## **EVALUACIÓN TERMOENERGETICA DE UN COLECTOR SOLAR CALENTADOR DE AIRE DE DOBLE PASO EN CONTRACORRIENTE DISEÑADO PARA LA CALEFACCIÓN DE EDIFICIOS<sup>1</sup>**

José Quiñonez, Alejandro Hernández y Silvana Flores Larsen  
Universidad Nacional de Salta (UNSa), Avda. Bolivia N° 5.150, CP. 4400, Salta Capital  
Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa)  
Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO), UNSa – CONICET  
Tel. 54-0387-4255579 – Fax 54-0387-4255489  
E-mail: jeq1@hotmail.com

*Recibido: 11/08/12; Aceptado: 01/10/12*

**RESUMEN:** A fin de disminuir la energía convencional consumida en la calefacción de edificios se desarrolló un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente. El colector fue diseñado para ser instalado verticalmente sobre las fachadas orientadas al Ecuador. En este trabajo se describe el desarrollo y la evaluación experimental del prototipo cuyas dimensiones son 0,95m de ancho por 2,51m de largo, con un área de apertura solar de 2,16m<sup>2</sup>. La curva de eficiencia instantánea fue evaluada experimentalmente durante los inviernos de 2011 y 2012 midiéndose las temperaturas de entrada y salida del aire, la temperatura ambiente interior y la irradiancia solar sobre el plano vertical del colector. La temperatura de entrada del aire fue variada mediante una resistencia eléctrica según recomienda la norma ASHRAE 93-77 que describe la evaluación experimental de colectores solares. La máxima eficiencia medida en el experimento fue del 45% con una eficiencia media diaria del 38% para toda la estación invernal.

**Palabras clave:** calefacción de edificios, colectores solares, evaluación experimental.

### **INTRODUCCION**

El consumo de energías convencionales (electricidad y gas natural) del sector edilicio residencial, comercial y público asciende actualmente al 31 % de la matriz energética nacional (Secretaría de Energía de la Nación, 2012). Esto contribuye a una importante generación de gases de efecto invernadero originados en la producción de electricidad y la combustión de gas natural o envasado para la calefacción de los edificios. Entre el 45 y el 55 % de la energía consumida en un edificio corresponde a su calefacción y/o refrigeración y, por ende, resulta imprescindible mejorar las eficiencias energéticas tanto de los equipos de acondicionamiento térmico como de las envolventes edilicias. La reducción del consumo de energía convencional, reemplazándola por fuentes de energías alternativas, es un desafío que toma relevancia día a día a medida que aumentan los niveles de contaminación atmosférica y los precios relativos de los combustibles de origen fósil. Un importante escollo en este camino lo constituyen los subsidios al consumo de electricidad y gas natural implementados actualmente por el gobierno nacional que dificultan la inserción masiva de las tecnologías limpias por falta de competitividad económica.

Entre las fuentes renovables, el recurso solar es el de mayor interés para aprovechar en la calefacción de edificios, ya que resulta ser suficiente en la mayor parte del país. En la región Noroeste de Argentina, que cuenta con la mayor disponibilidad solar a nivel nacional, se puede abastecer del orden del 80 % de la demanda anual de calefacción y en las zonas con disponibilidad solar media se puede llegar al 70%. Sin embargo, esta aplicación no está suficientemente difundida en el país y, al presente, no existen empresas nacionales que produzcan y/o comercialicen colectores solares calentadores de aire a escala local ni regional.

Desde mediados del siglo pasado se han diseñado y ensayado numerosos prototipos de colectores solares calentadores de aire por convección natural o forzada entre los que se cuentan los colectores de paso simple (Hernández *et al.*, 2007 y 2008), de doble flujo paralelo (Salvo *et al.*, 2009), doble paso en contracorriente con y sin matriz porosa para potenciar la transferencia de calor hacia el aire (Sopian *et al.*, 1999; Naphon, 2005), con baffles y aletas adosadas al absorbedor (Pottler *et al.*, 1999; Moumni *et al.*, 2004; Romdhane, 2007) y los colectores “transpirados” (Gunnawiek *et al.*, 1996; Augustus *et al.*, 2007), entre otros. Cada uno de estos modelos tiene distintas eficiencias de conversión de la energía solar en calor, distintos costos de construcción y posibilidades de aplicación en construcciones siendo los diseños más eficientes los de doble paso con matriz porosa con los cuales se han obtenido eficiencias instantáneas superiores al 80 % para flujos superiores a 0,05 kg/s.

---

<sup>1</sup> Trabajo parcialmente financiado por PICTO N° 32.140 de ANPCyT y UNCa, PICTO ENARGAS-2009-0192 de ANPCyT y ENARGAS y Proyecto N° 2025 de CIUNSa.

La elección de un diseño de colector solar calentador de aire de placa plana se realiza muchas veces sin saber exactamente cuál es la configuración más eficiente en lo que respecta a sus parámetros constructivos. Hernández et al. (2008) realizaron un estudio paramétrico, por simulación computacional, comparando el comportamiento térmico de dos tipos básicos de colectores. En este estudio evaluaron la dependencia de la eficiencia de colección diaria con el espesor del policarbonato alveolar de la cubierta, el caudal circulado por los colectores, la altura del canal de flujo y el área de colección para dos inclinaciones de interés en las aplicaciones de calefacción de edificios en el noroeste de Argentina: 35° y 90° respecto de la horizontal. La dependencia de la eficiencia diaria con la pendiente es tal que su valor es un 3% superior para el colector inclinado a 35° durante la época invernal. Determinaron, además, que la eficiencia diaria disminuye al aumentar el espesor del canal de flujo siendo 2 cm un valor adecuado para este parámetro.

En este trabajo se presentan el diseño y la evaluación experimental de la performance térmica de un novedoso colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para la calefacción de edificios teniendo en cuenta los resultados del estudio mencionado en el párrafo anterior que puede ser transferido a la industria local para su producción en serie.

### DISEÑO DEL PROTOTIPO ENSAYADO

El colector ensayado fue diseñado para ser instalado verticalmente sobre las fachadas de los edificios orientadas al norte (hacia el Ecuador). De esta forma la colección solar es máxima en invierno y mínima en verano. Las dimensiones del módulo son 0,95 m de ancho x 2,51 m de largo con un área de apertura solar de 2,16 m<sup>2</sup> (área útil de colección, A<sub>c</sub>). Los elementos principales del colector son: la caja soporte aislada térmicamente, la placa absorbidora y la cubierta transparente.

La caja soporte, de chapa galvanizada, se encuentra aislada térmicamente con lana de vidrio de 5 cm de espesor en su fondo y 2 cm de espesor en los laterales. En su interior se ubica la placa absorbidora de chapa galvanizada acanalada, ennegrecida en la parte expuesta a la radiación solar con una pintura color negro mate para altas temperaturas. Su absorptancia solar, medida con un espectrómetro LICOR en el rango de longitudes de onda 400 – 1.100 nm, es 0,94. La placa está ubicada de tal manera que forma dos canales: uno superior y otro inferior. El aire fluye primero por arriba de la placa absorbidora y luego, en contracorriente, por debajo de ella según se aprecia en el esquema de la figura 1.

La cubierta transparente es de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor debido a sus buenas propiedades ópticas, resistencia mecánica, peso y costo. La radiación solar que atraviesa la cubierta transparente es absorbida por la placa negra y reemitida en forma de calor (infrarrojo lejano) hacia todas las superficies interiores del colector. A medida que el aire recorre la placa absorbidora por la parte superior incrementa su temperatura hasta llegar al extremo opuesto donde una curva lo redirecciona para que circule en sentido contrario (contracorriente) por la parte inferior de la placa, incrementando aún más su temperatura. El ingreso y la salida del aire se realizan mediante ductos de sección circular perpendiculares a la placa absorbidora, según se aprecia en el esquema, a fin de facilitar la conexión entre el colector y el edificio a través de las paredes orientadas al norte. Al estar ambas aberturas en el mismo extremo del colector se minimizan la longitud de tuberías y las pérdidas térmicas a través de ellas.

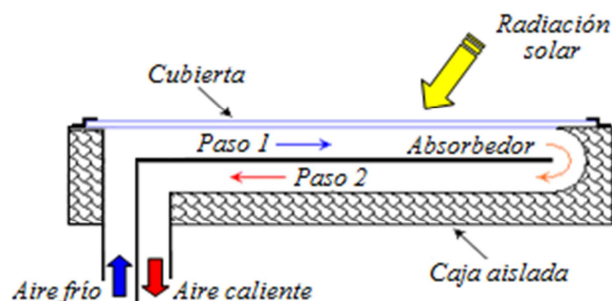


Figura 1: Esquema en corte del colector de doble paso en contra-corriente.

### EVALUACION EXPERIMENTAL DEL COLECTOR

El colector fue instalado en el campo experimental del INENCO ubicado en la Universidad Nacional de Salta (24° 43,7' de Latitud Sur, 65° 24,6' de Longitud Oeste y 1.190 m.s.n.m.). Se lo dispuso verticalmente mirando hacia el Ecuador de tal manera que el eje mayor se encuentre en la dirección este-oeste según se aprecia en la figura 2.

Las temperaturas del aire a la entrada y salida del colector, de la placa absorbidora y del aire en 4 posiciones dentro del colector se monitorearon cada 5 minutos mediante termocuplas tipo K conectadas a un datalogger ADAM 4018 de 8 canales analógicos. La temperatura exterior y la radiación solar sobre el plano vertical del colector fueron registradas, también a intervalos de 5 minutos, mediante una estación meteorológica autónoma marca HOBO modelo H21 cuyo sensor de irradiancia solar es del tipo fotovoltaico. La velocidad del aire a la entrada del colector, necesaria para la estimación del flujo másico circulante, fue sensada mediante un anemómetro manual marca TSI a intervalos de 1 hora aproximadamente.

#### Ensayo del colector en circuito abierto

Primeramente se monitoreó el funcionamiento del colector bajo el régimen de convección forzada sin estar conectado a ningún edificio, es decir, tomando aire frío del ambiente y devolviéndolo a él a mayor temperatura (figura 2). Para el

movimiento del aire se empleó un ventilador axial de 40 W y 1.800 rpm trabajando por succión desde el ducto de salida del colector a fin de favorecer la distribución y el movimiento del aire en su interior. El diámetro de paletas es de 0,17 m. Este ensayo fue realizado durante los días 8, 14, 15, 16 y 20 de setiembre de 2011. En los días 8 y 20 se varió la temperatura del aire de entrada mediante una resistencia eléctrica comandada con un potenciómetro regulable. La potencia disipada se mantuvo en un valor fijo durante todo el día, pero distinto para cada día, a fin de obtener distintos puntos de funcionamiento en la curva de eficiencia instantánea según indica la Norma ASHRAE 93-77 de evaluación de eficiencia de colectores solares planos. Este efecto es notorio en la figura 4 donde se grafica la evolución temporal de las temperaturas del aire a la entrada y salida del colector y del ambiente exterior. La temperatura de entrada fue diferente a la del ambiente para el primer y quinto día de medición mientras que en los días restantes no se encendió la resistencia disipadora de calor.

#### *Ensayo del colector conectado a un prototipo de edificio*

El segundo estudio consistió en la evaluación termoenergética del funcionamiento del colector conectado mediante tuberías a un prototipo de edificio perteneciente al INENCO y construido en el mismo predio donde se realizó el ensayo anterior. Su envolvente es de ladrillo cerámico de 0,15 m de espesor revocado hacia el interior, cubierta de chapa galvanizada, jaula antisísmica y piso de platea de hormigón de 0,10 m de espesor sobre suelo de tipo sedimentario. No posee aislación térmica en paredes ni piso pero sí un cielorraso de poliestireno expandido de 2 cm de espesor que forma, con la cubierta de chapa, una cámara de aire estanco de 0,20 m de espesor. Estos materiales son los que comúnmente se utilizan en la construcción de viviendas de interés social, aunque el ladrillo cerámico forma parte también de los edificios en altura y de muchas viviendas de los sectores de ingresos medios y altos de la ciudad de Salta.

El colector fue montado con pendiente vertical sobre la fachada norte del edificio y fue conectado al local mediante tuberías de 0,15 m de diámetro y 2 m de longitud según se aprecia en la figura 3. El ducto de salida del colector fue aislado térmicamente con lana de vidrio de 4 cm de espesor. En este ensayo, realizado entre los días 17 y 27 de julio de 2012, se utilizó el mismo ventilador de la experiencia anterior instalado también a la salida del colector, succionando el aire desde su interior.

Dentro del edificio, la cañería de entrada al colector toma el aire desde una posición ubicada a 0,6 m del cielorraso del local mientras que el aire caliente proveniente del colector se descarga a una altura de 0,6 m sobre el nivel del piso, direccionándolo hacia abajo. Esta configuración de toma y descarga del aire pretende favorecer la convección del mismo dentro del local evitando la típica estratificación de la temperatura que caracteriza a los sistemas de calefacción pasivos (muros Trombe o colectores solares por loop convectivo).



Figura 2: Colector solar ensayado en circuito abierto.



Figura 3: Colector solar conectado al prototipo de edificio.

## **RESULTADOS OBTENIDOS**

La figura 4 muestra la evolución temporal de las temperaturas del aire a la entrada y salida del colector y de la temperatura ambiente registradas durante el ensayo en circuito abierto. Se observa que la temperatura máxima alcanzada por el aire a la salida del colector fue de 55 °C cuando la temperatura de entrada era de 36 °C. Bajo las condiciones climáticas del ensayo, este prototipo logró aumentar la temperatura del aire circulante entre 15 y 20 °C. El valor promedio de velocidad del aire medido durante el ensayo a la entrada del colector fue de 1,71 m/s. Multiplicando este valor por el área transversal del ducto de entrada y por la densidad del aire, el flujo másico promedio durante el ensayo fue de 0,03 kg/s.

La figura 5 muestra la evolución temporal de las temperaturas del aire a la entrada y salida del colector y de la temperatura ambiente registradas durante el ensayo con el colector conectado al edificio (días 17, 18, 19, 20 y 22 de julio). Se observa que la temperatura máxima alcanzada por el aire a la salida del colector fue de 63 °C cuando la temperatura de entrada era de 34 °C. Bajo las condiciones climáticas de este ensayo, el colector logró aumentar la temperatura del aire circulante unos 29°C. El valor promedio de velocidad del aire medido a la entrada del colector durante este ensayo fue de 1,35 m/s dando un flujo másico promedio de 0,024 kg/s. La disminución del 20 % en el flujo másico respecto del obtenido con el colector funcionando en circuito abierto se debe las pérdidas de carga introducidas por las tuberías de conexión con el local. Al circular el aire a menor velocidad, la temperatura media de placa es mayor cuando el colector funciona conectado al edificio

que cuando funciona en circuito abierto y esto se traduce en una disminución de la eficiencia instantánea de colección a igualdad de valores de las variables meteorológicas.

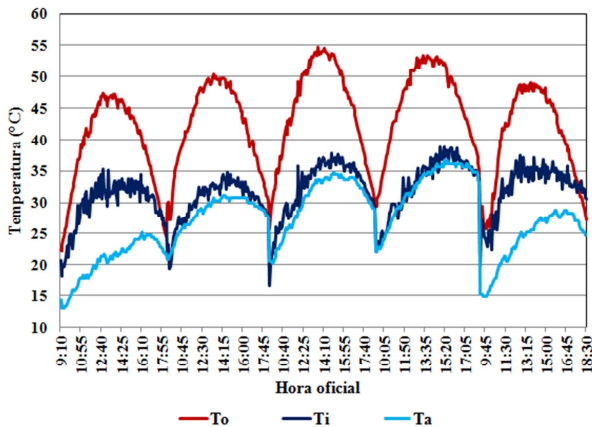


Figura 4: Evolución temporal de las temperaturas del aire de entrada  $T_i$  y salida  $T_o$  del colector y de la temperatura ambiente  $T_a$  con el colector funcionando en circuito abierto (setiembre de 2011).

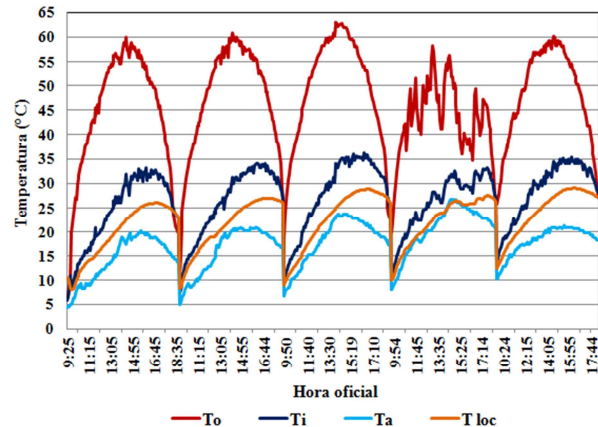


Figura 5: Evolución temporal de las temperaturas del aire de entrada  $T_i$  y salida  $T_o$  del colector, de la temperatura del local  $T_{loc}$  y del ambiente  $T_a$  con el colector conectado al edificio (julio de 2012).

Comparando ambas figuras se observa que, como era de esperar, el clima de setiembre fue menos riguroso que el de julio durante los días monitoreados. A pesar de ello, la temperatura de salida del aire en el segundo ensayo resultó considerablemente mayor a la del primero debido fundamentalmente a dos razones. Por un lado, y como ya se mencionó, el menor flujo másico de aire generó temperaturas medias de placa más elevadas y por otro, la fracción de irradiación solar absorbida en julio fue mayor debido a que el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre el plano vertical del colector fue menor al encontrarse el sol menos inclinado respecto del horizonte que en setiembre. De esta forma se demuestra que la posición vertical del colector permite obtener un mayor rendimiento termoenergético durante los meses más fríos del invierno en Salta (junio y julio).

En la figura 5 se grafica también la evolución de la temperatura interior del local  $T_{loc}$  que fue sensada en su centro geométrico a una altura de 1,5 m sobre el nivel del piso mediante un termómetro marca HOBO modelo U12. Se observa que, debido a las características livianas de la envolvente edilicia, la amplitud térmica interior supera ampliamente los 5 °C considerados como adecuados para el confort humano. El local se encuentra dentro del rango de confort térmico a partir de las 12 hs del mediodía hasta pasado el final del período de monitoreo diario (aproximadamente las 18:15 hs), alcanzando temperaturas máximas comprendidas entre 25 y 30 °C. Es preciso aclarar que la temperatura de entrada mostrada en la figura 5 se mide fuera del edificio, dentro del extremo de la tubería de ingreso al colector la cual se calienta por estar expuesta a la radiación solar a partir de las 12:00 hs. aproximadamente. Por esta razón, la temperatura del aire a la entrada del colector supera a la medida dentro del local, sobre todo en horas de la tarde. A este efecto se suma el hecho de que, al ser tomado el aire dentro del edificio a unos 0,6 m del cielorraso, pudo ingresar a la tubería algo más caliente que el del centro del local debido a una posible estratificación térmica no evaluada en el monitoreo.

## DETERMINACION DE LAS CURVAS DE EFICIENCIA INSTANTANEA

La determinación de la curva de eficiencia de un colector es de suma importancia para la estimación del calor útil que puede generar de acuerdo a las condiciones meteorológicas imperantes en el lugar donde ha de ser instalado. Permite, a su vez, estimar el área de colección necesaria (traducida en cantidad de colectores) para satisfacer una determinada demanda de aire caliente. La eficiencia instantánea de colección se calcula mediante (Duffie and Beckman, 2006):

$$\eta_i = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{A_c G_p} \quad (1)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de aire en kg/s,  $T_i$  y  $T_o$  las temperaturas de entrada y salida del aire respectivamente,  $c_p$  el calor específico del aire a presión constante,  $A_c$  el área de apertura solar del colector y  $G_p$  la irradiación solar global medida sobre el plano vertical del colector.

Como ya se mencionó, el flujo másico de aire se calcula multiplicando la densidad del aire por su velocidad media  $v$  y por la sección transversal  $A_t$  del ducto de entrada al colector cuyo diámetro es 0,15 m en este caso. Considerando la dependencia de la densidad del aire  $\rho$  con la temperatura  $T$  y la presión atmosférica local  $P(H)$ , el flujo másico de aire se obtiene mediante la siguiente expresión (Hernández et al., 2010):

$$\dot{m}(T, H, v) = \rho(T, H) v A_t = \frac{P(H)}{P_o} \frac{\rho_o T_o}{T} v A_t \quad (\text{kg/s}) \quad (2)$$

siendo  $H$  la altura sobre el nivel del mar del lugar,  $\rho_o = 1,2929 \text{ kg/m}^3$  a  $T_o = 273,13 \text{ K}$  y a  $P_o = 101.325 \text{ Pa}$  (Lide, 1990). Todas las temperaturas en la ecuación (1) están en grados Kelvin,  $P(H)$  en Pa,  $v$  en m/s y  $A_i$  en  $\text{m}^2$ .

La dependencia del calor específico del aire con la temperatura fue determinada correlacionando los valores tabulados por Incropera y DeWitt (1990):

$$c_p(T) = 0,0003 T^2 + 0,0282 T + 1.005,5 \text{ (J/kg } ^\circ\text{C)} \text{ con } T \text{ en } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

La densidad del aire fue calculada a la temperatura de entrada  $T_i$  ya que la velocidad del aire fue medida en esta ubicación mientras que el  $c_p$  fue calculado a la temperatura media del aire entre la entrada y la salida.

Los valores de eficiencia calculados con la ecuación (1) se graficaron en función de la variable  $(T_i - T_a) / G_p$  donde  $T_a$  es la temperatura ambiente exterior en  $^\circ\text{C}$  y se aplicó al resultado un ajuste por regresión lineal.

En la figura 6 se presentan los valores de eficiencia medidos y la curva de ajuste correspondiente para el colector funcionando en circuito abierto y en la 7 para el colector conectado al edificio. Los datos de la figura 7 fueron calculados con valores de temperatura de aire y radiación solar medidos durante los días 23, 26 y 27 de julio de 2012. Para obtener esta curva se siguieron los lineamientos de la norma ASHRAE 93-77 (Duffie & Beckman, 1991) que establece que el ensayo debe ser realizado en días claros bajo condiciones cuasi estacionarias (durante un período relativamente corto alrededor del mediodía solar), variando la temperatura de entrada en un rango adecuado y midiendo las temperaturas del aire a la entrada y salida del colector, la irradiancia solar sobre el plano del colector, la temperatura ambiente y el flujo másico circulante. La variación de la temperatura de entrada se realizó mediante una resistencia eléctrica comandada con un divisor de tensión variable.

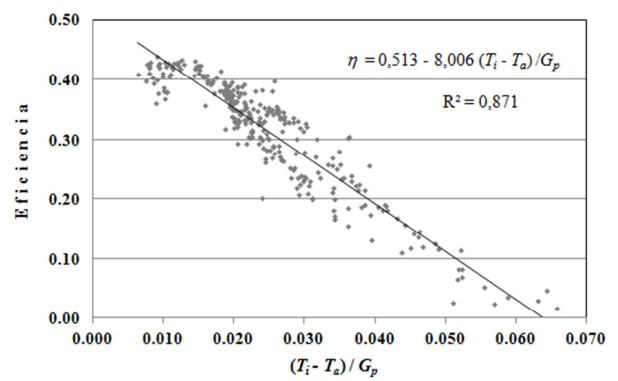
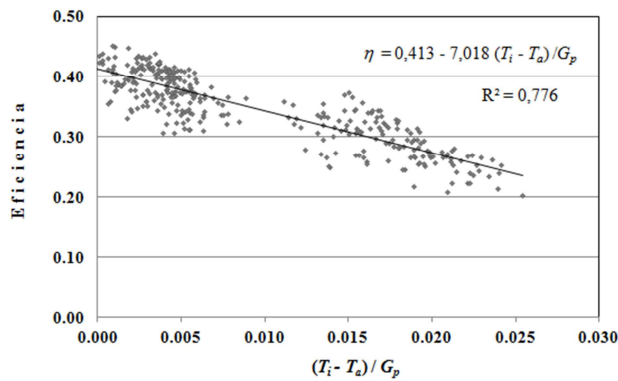


Figura 6: Curva de eficiencia instantánea en circuito abierto.

Figura 7: Curva de eficiencia instan. en circuito cerrado.

Las curvas de ajuste obtenidas por regresión lineal sobre los datos experimentales son:

a) En circuito abierto: 
$$\eta_i = 0,41 - 7,02 \left( \frac{T_i - T_a}{G_p} \right) \quad (4)$$

b) En circuito cerrado: 
$$\eta_i = 0,51 - 8,01 \left( \frac{T_i - T_a}{G_p} \right) \quad (5)$$

Entre los dos ensayos la ordenada al origen,  $F_R(\tau\alpha)$ , aumentó un 24 % y la pendiente,  $F_R U_L$ , un 14 %. Mientras el factor de remoción de calor  $F_R$  disminuyó al conectar el colector al edificio debido a la disminución del flujo másico por las pérdidas de carga en las tuberías, las pérdidas ópticas disminuyeron al aumentar la transmitancia  $\tau$  de la cubierta debido a la menor inclinación del sol en julio y las pérdidas térmicas, regidas por  $U_L$ , aumentaron al aumentar la temperatura media de placa. En la curva de eficiencia estos tres parámetros están combinados y no se pueden estimar sus valores absolutos a partir de ella.

## SIMULACION DE LA PERFORMANCE TERMOENERGETICA DEL COLECTOR SOLAR

La temperatura del aire a la salida del colector puede calcularse a partir de la ecuación (1) y resulta

$$T_o = T_i + \frac{\eta_i A_c G_p}{\dot{m} c_p} \quad (6)$$

En la figura 8 se comparan, para ambos ensayos, los valores de las temperaturas de salida del aire medidos y simulados con la ecuación (6) donde se han reemplazado las ecuaciones (4) y (5) para el cálculo de las respectivas  $\eta_i$ . Se observa un excelente acuerdo entre ambas curvas durante los días de medición. El error cuadrático medio, RMSE, que mide la desviación promedio entre valores medidos y simulados durante los respectivos períodos de monitoreo es de 2  $^\circ\text{C}$  para el colector funcionando en circuito abierto y de 2,3  $^\circ\text{C}$  para el colector conectado al edificio.

La energía útil instantánea generada por el colector se calcula mediante

$$Q_u = \rho(T_i, H) v A_i c_p (T_o - T_i) = \eta_i A_c G_p \quad (7)$$

donde  $\rho(T_i, H)$  es la densidad del aire calculada a la temperatura de entrada y a una altitud de 1.190 m sobre el nivel del mar.

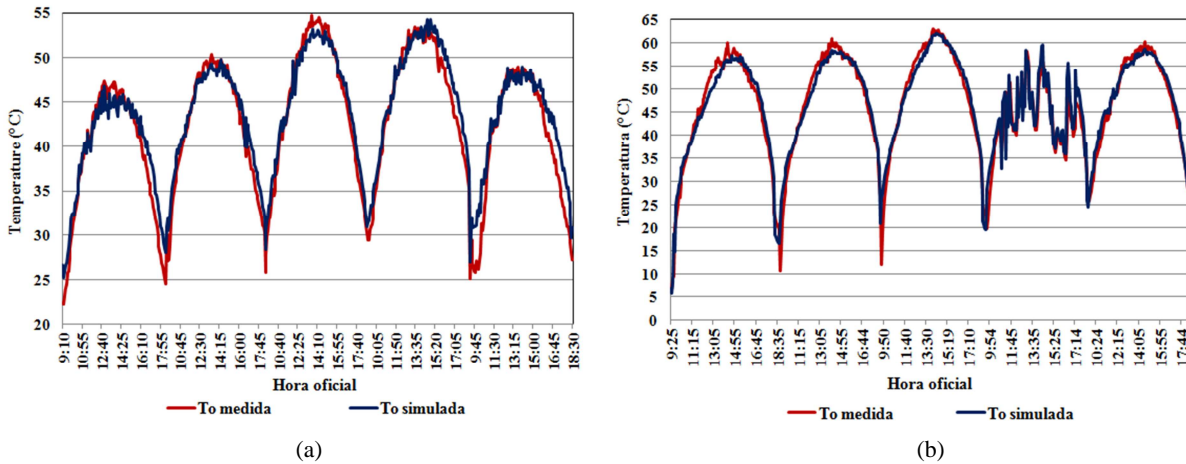


Figura 8: Evolución temporal de las temperaturas de salida del colector medidas y simuladas en ambos ensayos. (a) Colector en circuito abierto. (b) Colector conectado al edificio.

En la figura 9 se grafica la energía útil  $Q_u$  generada por el colector funcionando en circuito abierto. Los valores “medidos” (calculados con la primera igualdad de la ecuación (7) reemplazando los valores de  $T_o$  y  $T_i$  medidos) y simulados (calculados reemplazando la ecuación (4) en la segunda igualdad de la ecuación (7)) corresponden a los días 14, 15 y 16 de setiembre de 2011 durante los cuales no se encendió la resistencia disipadora de calor en la entrada. Se observa un buen acuerdo entre valores medidos y simulados, generando potencias térmicas máximas por encima de los 550 W.

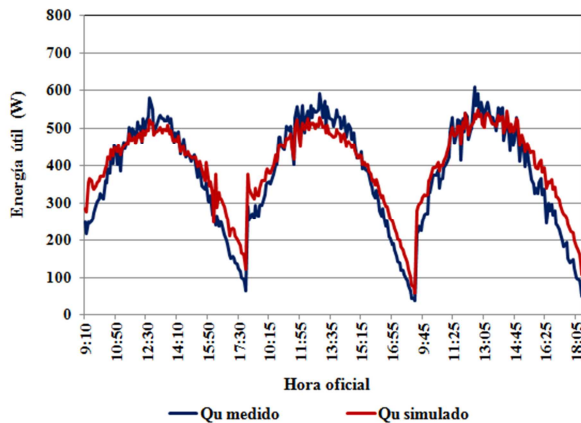


Figura 9: Comparación de valores medidos y simulados de la energía útil generada por el colector funcionando en ciclo abierto (14, 15 y 16 de setiembre de 2011).

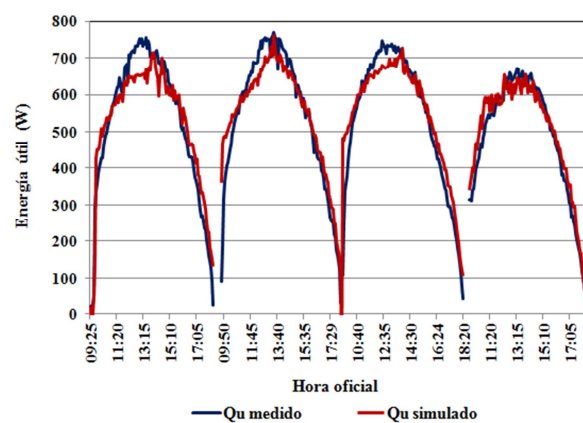


Figura 10: Comparación de valores medidos y simulados de la energía útil generada por el colector conectado al edificio (17, 18, 19 y 22 de julio de 2012).

En la figura 10 se grafican los valores de energía útil medidos y simulados correspondientes a los días 17, 18, 19 y 22 de julio de 2012 con el colector funcionando conectado al edificio. Nuevamente se observa un buen acuerdo entre ambas curvas generando el colector en esta época del año potencias térmicas máximas instantáneas superiores a 700 W alrededor del mediodía solar. El error promedio RMSE entre valores medidos y simulados fue de 60 W para el colector funcionando en circuito abierto y de 55 W para el colector conectado al edificio.

Integrando los valores instantáneos de la energía útil y la irradiancia solar sobre el plano del colector en cada período diario de ambos monitoreos se obtienen los valores de la tabla 1. Se observa que la energía útil producida por el colector durante el mes de setiembre fue del orden de 12 MJ por día mientras que en el mes de julio el prototipo produjo aproximadamente 17 MJ térmicos diarios.

Los valores de eficiencia diaria obtenidos en el mes de setiembre son del orden del 37 % y del 39 % para el mes de julio. Dado que este mes corresponde al promedio temporal de la estación de calefacción y setiembre a uno de sus extremos, se concluye que la eficiencia de colección promedio diaria de este colector durante toda la estación invernal, funcionando con un caudal de 0,024 kg/s e instalado con una pendiente de 90°, es del 38 % a una latitud y clima como los del Valle de Lerma en la Provincia de Salta. Si bien este valor es bajo comparado con los declarados por los autores mencionados en la introducción, debe tenerse en cuenta que fue ensayado con una pendiente y un flujo másico distinto a los empleados por esos

autores. Sin embargo, la cantidad de energía útil generada por el colector descrito en este trabajo fue suficiente para mantener condiciones de confort térmico dentro del local donde fue instalado durante la mayor parte del período diurno de todos los días monitoreados.

Fecha	Qu (MJ/día)	Irradiación (MJ/día)	Eficiencia diaria (%)
14/09/2011	11.79	32.28	0.37
15/09/2011	12.49	33.28	0.38
16/09/2011	12.43	33.24	0.37
17/07/2012	16.76	43.33	0.39
18/07/2012	16.97	43.74	0.39
19/07/2012	16.92	43.86	0.39
22/07/2012	14.82	40.41	0.37

Tabla 1: Valores diarios de  $Q_u$ , irradiación solar global sobre el plano vertical del colector y eficiencia de colección.

Mediante el software PREDISE (Hernández et al., 2002), incluyendo como ganancia solar el  $Q_u$  calculado con la curva de eficiencia, se obtuvieron las gráficas de dimensionamiento de una instalación de calentamiento solar de aire con el colector desarrollado en este trabajo mostradas en la figura 11. La gráfica (a) corresponde a un edificio cuya envolvente es de paredes de ladrillo macizo de 0,18 m de espesor sin aislación térmica y techo de losa aislada con 4 cm de poliestireno expandido. La gráfica (b) corresponde a un edificio cuya envolvente es de bloque cerámico hueco sin aislación térmica con techo de chapa aislado con 4 cm de poliestireno expandido. Estos dos ejemplos de envolvente son muy comunes en la edificación tradicional de la ciudad de Salta, pudiéndose obtener fácilmente las gráficas correspondientes a otras combinaciones de materiales.

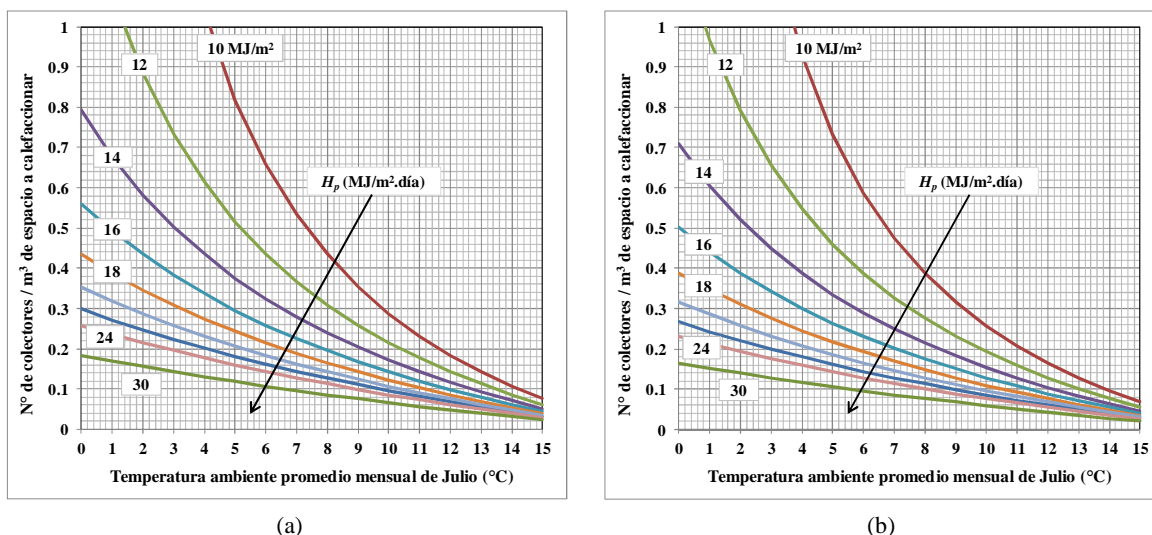


Figura 11: Gráficas para el dimensionamiento de una instalación de colectores solares de aire de doble paso en contracorriente instalado verticalmente sobre la fachada norte de los edificios. (a) Edificio con envolvente pesada y (b) edificio con envolvente liviana.  $H_p$  es la irradiación solar diaria sobre plano vertical fuera el colector.

Mediante estas gráficas se determina el número de colectores solares necesarios, de acuerdo al tamaño del espacio a calefaccionar, para obtener una temperatura media diaria interior de 18 °C en función de la temperatura ambiente media mensual del mes de julio y la irradiación diaria sobre plano vertical fuera del colector. A modo de ejemplo se realiza el dimensionamiento de la instalación para el local al cual se adosó el colector desarrollado. Durante los días de monitoreo del mes de julio la temperatura ambiente media diaria fue de 12 °C y la media diaria interior de 18,2 °C. La irradiación promedio diaria sobre plano vertical fue del orden de 22 MJ/m<sup>2</sup>. Ingresando en la gráfica (b) con los valores medios de temperatura ambiente e irradiación solar se obtiene un valor de 0,06 colectores/m<sup>3</sup> de espacio a calefaccionar. El local tiene un volumen interior de 18 m<sup>3</sup> por lo que el cálculo determina que es suficiente 1 colector solar del tipo desarrollado en este trabajo para obtener una temperatura media interior de 18 °C según se verificó en los monitoreos.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el diseño y la evaluación del comportamiento térmico de un novedoso colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para el calefaccionado de cualquier tipo de edificios. Para su instalación es necesario hacer dos aberturas en la pared (orientada al Ecuador) donde ha de montarse verticalmente a fin conectar el colector con el interior del edificio. La posición vertical permite coleccionar la energía solar principalmente durante el invierno mientras que en el verano se puede apantallar con un alero horizontal convenientemente diseñado. Esta posición evita también la deposición de polvo sobre la superficie de la cubierta minimizando la atención del usuario para su limpieza. El empleo de este tipo de colector permite disminuir el área de ventanas necesaria para lograr niveles de confort térmico interior por ganancia solar directa. De esta forma se minimizan los problemas de deslumbramiento lumínico interior que caracterizan a los espacios con grandes áreas vidriadas.

El monitoreo del colector fue realizado en los inviernos de 2011 y 2012 durante nueve horas diarias de funcionamiento continuo. Conectando el colector a un edificio construido en el INENCO mediante tuberías de entrada y salida de 2 m de largo, el flujo másico de aire promedio fue de 0,024 kg/s, valor que es un 20% menor al producido por el mismo ventilador cuando el colector funciona en circuito abierto. Bajo las condiciones climáticas del mes de julio en Salta la temperatura máxima alcanzada por el aire a la salida del colector fue de 63 °C para una temperatura de entrada de 34 °C. Comparando los resultados obtenidos en el mes de setiembre con los del mes de julio, se comprobó que la posición vertical del colector permite obtener un mayor rendimiento termoenergético durante los meses más fríos del invierno (junio y julio). Siguiendo los lineamientos de la norma ASHRAE 93-77 de evaluación de performance de colectores solares, se varió la temperatura de entrada del aire mediante una resistencia eléctrica comandada con un potenciómetro regulable. Con este dispositivo se pudieron obtener distintos puntos de trabajo para la determinación experimental de la curva de eficiencia instantánea. La curva obtenida por regresión lineal para el mes más frío limita su valor máximo al 51 % con pérdidas térmicas globales del orden de 8 W/m<sup>2</sup>°C para un flujo másico de aire de 0,024 kg/s. La eficiencia diaria varió entre 37 y 39% según el mes evaluado, resultando un valor promedio para toda la estación de calefacción del 38%. Para aumentar este valor será necesario emplear un ventilador que permita establecer un mayor flujo másico en toda la instalación.

Con las curvas de eficiencia instantánea se simuló la temperatura de salida del aire y el calor útil generado por el colector durante cada período de medida. En ambos casos se obtuvieron muy buenos ajustes entre valores medidos y simulados. Finalmente se obtuvieron, por simulación computacional con PREDISE, dos gráficas para el dimensionamiento de instalaciones de calentamiento solar de aire con este colector considerando una envolvente pesada y otra liviana, según la edificación tradicional local. Con ella se comprobó que un solo módulo es suficiente para obtener una temperatura media interior de 18 °C en un local de 18 m<sup>3</sup> con envolvente liviana sometido a un clima invernal típico de la ciudad de Salta.

## REFERENCIAS

- Augustus Leon M., Kumar S., 2007. Mathematical Modeling and Thermal Performance Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors. *Solar Energy* 81, pp. 62–75.
- Duffie J. A. & Beckman W. A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New Jersey
- Gunnawiek L.H., Brundrett E., Hollands K.G.T., 1996. Flow Distribution in Unglazed Transpired Plate Solar Air Heaters of Large Area. *Solar Energy* Vol. 58, No. 4-6, pp. 221-237.
- Hernández, A. (2002). "PREDISE" – Un novedoso y práctico programa de evaluación térmica de edificios, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 6 – N° 2, pág. 8.61 – 8.66.
- Hernández, A.; Fernández, C.; Salvo, N.; Suligoy, H. (2007). Diseño, construcción y primeros ensayos de un colector solar calentador de aire de tipo loop convectivo para el calentamiento de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 11- N° 1, pag. 3.75 – 3.82.
- Hernández, A.; Salvo, N. (2008). Evaluación Computacional de la Eficiencia Térmica de Colectores Calentadores de Aire. Estudio Paramétrico Para Dos Configuraciones, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 12 – N° 1, pág. 8.93 – 8.100.
- Hernández, A.; Salvo, N.; Fernández, C.; Suligoy, H. (2008). Diseño y evaluación térmica de un colector solar calentador de aire de placa perforada para calefacción de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 12 – N° 1, pág. 3.133 – 3.140.
- 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*, Vol. 3, N° 3, p. 217 – 232.
- Incropera F. & DeWitt D. (1990). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York.
- Lide, D. (1990). *Handbook of Chemistry and Physics*, 71st ed. Boston: CRC Press.
- Moumni, N.; Youcef-Ali, S.; Moumni, A.; Desmons, J.Y. (2004). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy* 29, 2053 – 2064.
- Naphon, P. (2005). Effect of Porous Media On the Performance of the Double-Pass Flat Plate Solar Air Heater, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, pp. 140-150.
- Pottler, K.; Sippel, C. M.; Beck, A.; Fricke, J. (1999). Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors. *Solar Energy* 67, 1–3, 35–52.
- Romdhane, B. S. (2007). The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer. *Solar Energy* 81, 139 –149.
- Salvo, N.; Hernández, A.; Molina Castillo, V. (2009). Análisis hidráulico de la circulación de aire en un colector para calefacción, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 13(1), p. 8.59 – 8.64.
- Sopian, K.; Supranto ; Daud, W.R.W.; Othman, M.Y.; Yatim, B. (1999). Thermal Performance of the Double-Pass Solar Collector With and Without Porous Media. *Renewable Energy* 18, pp. 557 – 564.

## ABSTRACT

In order to lower the conventional energy destined to building heating, an active double-pass solar air heater that works with an air counter flow, was developed. The collector was designed to be installed on vertical facades oriented towards the Equator. This paper describes the development and experimental evaluation of this prototype whose dimensions are 0,95m width and 2,51m long, with a useful collection area of 2,16 m<sup>2</sup>. The instantaneous efficiency curve was experimentally determined during the 2011 and 2012 winters. Air temperature at the collector inlet and outlet, outdoor air temperature and solar radiation on the collector surface were measured. The inlet air temperature was varied by using an electric resistance heater as recommended by the ASHRAE 93-77 Norm that describes the experimental evaluation of solar air collectors. The maximum efficiency reached in the experiments was 45 % with a daily mean efficiency of 38 % for all the winter season.

**Keywords:** solar air collector, experimental evaluation, computational simulation