

## **NUEVO CALENTADOR SOLAR DE AIRE CON MATRIZ POROSA SELECTIVA. DESARROLLO TECNOLÓGICO Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL**

F. López y A. Hernández<sup>1</sup>

Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa – CONICET)  
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: fabio.lopez129@gmail.com

*Recibido 11/08/18, aceptado 26/09/18*

**RESUMEN:** En este trabajo se presenta el desarrollo y evaluación termo-energética de un nuevo prototipo de colector solar calentador de aire que posee como elemento absorbedor una matriz porosa de acero reciclado. El factor de huecos o porosidad de la matriz es del 96 %. El colector fue ensayado en la ciudad Salta, con flujo forzado a circuito abierto y pendiente de 40° bajo condiciones meteorológicas invernales. El salto térmico medio entre las temperaturas de entrada y salida del colector fue de 16,2 °C, 19 °C y 21 °C, para tres flujos máscicos ensayados: 0,065 Kg/s, 0,051 Kg/s y 0,043 Kg/s respectivamente. Experimentalmente se obtuvieron las curvas de eficiencia térmica instantánea presentando valores máxicos de 64 %, 55,4 %, y 55,0 %, para los tres flujos ensayados respectivamente. Estos valores indican una muy buena performance termo-energética del prototipo presentado en este trabajo y la conveniencia de operarlo con un flujo máscico superior a 0,05 Kg/s.

**Palabras clave:** colector solar, matriz porosa, monitoreo y simulación.

### **INTRODUCCIÓN**

Los combustibles fósiles cubren el 80 % de la demanda mundial actual de energía primaria y son responsables de grandes emisiones de gases de efecto invernaderos. En la última década el uso de energías renovables para la producción de electricidad y calor ha tenido un crecimiento importante a nivel mundial como fuentes de energía no contaminantes y de larga disponibilidad. Este crecimiento se debe a varios factores: mejora de las tecnologías constructivas, iniciativas políticas de fomento, mejor acceso a la financiación e incremento en la concientización sobre el cuidado del medio ambiente.

Argentina es una de las economías más importantes de latinoamericana (MinEM). Pero se ha quedado atrás de otros países de la región en términos de generación de energías limpias (KPGM, 2016). Las energías renovables representan apenas un 1,9 % de su matriz energética nacional, de la cual el 60 % corresponde a los hidrocarburos (el gas natural representa el 49 %).

En los últimos años el gobierno nacional se ha mostrado interesado en el desarrollo y aplicación de la tecnología de energías no convencionales. Por ejemplo, en 2015, el gobierno promulgó la Ley 27.191 para promover la generación eléctrica a partir de fuentes renovables, con el objetivo de que la generación de energía limpia alcance el 8 % a finales de 2017 y el 20 % a fines de 2025.

Los colectores calentadores de aire son una buena alternativa para el aprovechamiento de la energía solar dado que se trata de una tecnología de bajo costo y mantenimiento. Son utilizados ampliamente para aplicaciones de baja a moderada temperatura, como calefacción de espacios, secado de productos agrícolas y de madera y otras aplicaciones industriales. En la actualidad, existen muchos diseños diferenciados por el tipo de absorbedor y por como circula el aire en su interior (Hernández y Quiñonez, 2017; Singh et al., 2014).

---

<sup>1</sup> Investigador Independiente de CONICET

A fin de aumentar la eficiencia térmica del colector, la superficie absorbadora de radiación solar debe cumplir con los siguientes requisitos: a) tener mucha área expuesta al fluido caloportador para maximizar la transferencia de calor y b) tener alta absorptancia solar y baja emitancia IR para maximizar la absorción solar y disminuir las pérdidas de calor hacia el ambiente exterior. La primera condición se logra empleando superficies corrugadas, con aletas, baffles o matrices porosas y la segunda mediante un tratamiento superficial selectivo caliente (Chamoli et al., 2012). Por otra parte, se puede aumentar la eficiencia térmica del colector trabajando con flujos másicos altos y haciendo circular el aire en contacto con ambas caras de la superficie absorbadora, en doble flujo paralelo o en doble paso a contracorriente.

Una alternativa muy conveniente es la de utilizar, como material absorbente, una matriz porosa expuesta directamente al sol. Las ventajas principales de esta tecnología son, por un lado, el incremento del área de transferencia de calor entre el absorbedor y el aire y por el otro, el aumento del coeficiente de transferencia de calor convectivo debido al incremento de la turbulencia generada en el flujo por las hebras de la matriz (Hernández et al., 2015).

Sopain et al. (2009) evaluaron la eficiencia térmica de colectores solares calentadores de aire de doble paso con y sin medio poroso y concluyeron que la eficiencia con medios porosos es aproximadamente 10 % mayor que sin él. También informaron que la eficiencia típica de este tipo de colectores está entre el 60-70 %. El aumento del rendimiento de estos tipos de calentadores de aire depende de los parámetros geométricos de la malla de alambre (Turk y Dursun, 2005).

En este trabajo se presenta el diseño y evaluación termo-energética de un nuevo prototipo de colector solar calentador de aire cuyo medio absorbedor es una matriz porosa selectiva caliente construida con viruta de acero reciclada para ser empleado, fundamentalmente, en la calefacción de viviendas de interés social, pudiéndose utilizar en cualquier otro tipo de edificios.

## DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO

El colector solar calentador de aire desarrollado corresponde a la tipología de flujo en paso simple con medio poroso como absorbedor y cubierta de policarbonato alveolar en la parte superior (Figura 1).

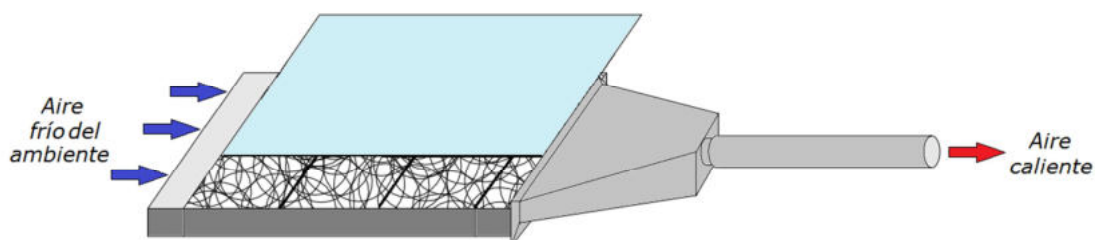


Figura 1. Esquema del colector calentador de aire de matriz porosa.

Las dimensiones del prototipo son: 0,95 m de ancho, 2,10 m de largo y 0,1 m de alto. Como material poroso, se utilizó viruta de acero de color oscuro reciclada de distintos talleres de tornería de la ciudad de Salta. Para disminuir la pérdida de calor radiativa a través de la cubierta transparente, la matriz porosa no fue pintada de negro a fin de aprovechar su baja emitancia infrarroja que la convierte en una superficie selectiva caliente. La matriz quedó conformada, en su mayoría, por acero al Carbón AISI 1045, de color azul oscuro; con un pequeño porcentaje de acero al Cromo Molibdeno AISI 4140, de color plateado. La longitud del absorbedor es de 1,65 m aproximadamente y su alto de 3 cm. Se pintó de negro una pequeña parte de la cara interna del cuerpo del colector. La longitud total, es decir, la longitud del material poroso más la pequeña longitud pintada de negro, es de 1,98 m (Figura 2). El área total de colección es de 1,8 m<sup>2</sup>.

La cubierta de policarbonato alveolar tiene un espesor de 6 mm y el aislante térmico de fondo y costados es lana de vidrio. Para el funcionamiento del colector se utilizó un ventilador axial con una potencia de 30 W que fue colocado en el ducto de salida operando en modo de "succión" (Figura 3).



Figura 2. Mairiz porosa utilizada como material absorbente.



Figura 3. (a) Vista del ventilador axial utilizado, (b) Ventilador instalado en el ducto de salida.

Hacia la salida del colector se instaló una tobera de chapa galvanizada de forma trapezoidal y a continuación el ducto de salida de forma circular y 18 cm de diámetro. En la Figura 4 se muestra la instalación final sobre el colector.



Figura 4. Instalación final de la tobera y ducto de salida del colector.

## METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN EXPERIMENTAL

La evaluación termo-energética del colector se realizó en exteriores exponiéndolo al sol directo. Para una correcta determinación de la curva de eficiencia térmica se cumplió con las pautas establecidas en la norma ASHRAE 93-2003 para colectores calentadores de aire que exige la variación controlada de la temperatura de entrada del fluido caloportador. A tal fin se construyó un circuito de calentamiento eléctrico del aire de entrada mediante dos velas de cuarzo cuya potencia disipada fue comandada mediante un variador electrónico del tipo dimmer.

El prototipo fue montado 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.) mirando al Norte

con una pendiente de 40° (latitud + 15°). Fue ensayado durante el invierno y primavera de 2017 en un circuito de aire abierto con el ambiente exterior. En la Tabla 1 se detallan los días ensayados.

Mes	Días
Julio	28,31
Agosto	2,3,4,7,8,10,11
	14,15,16,17,18
Setiembre	1,2,5,6,7,8,12
	13,14,18,19,20
	22,25,29,30
Octubre	2,3,4,6,7

Tabla 1. Días de ensayo del colector en el invierno-primavera de 2017.

Durante los días de ensayo, la hora de inicio de operación del equipo fue aproximadamente las 9:30 hs. cuando el colector recibía suficiente radiación solar, finalizando el monitoreo cuando el colector no producía energía útil a las 17:30 hs, dependiendo de las condiciones climáticas del día en particular.

Las variables monitoreadas durante los ensayos fueron las siguientes:

- Temperatura ambiente.
- Radiación solar sobre el plano del colector.
- Presión atmosférica.
- Temperatura en la entrada del colector.
- Temperatura en la salida del colector.
- Temperaturas en 2 posiciones dentro del colector.
- Velocidad del aire en los ductos.

En la Figura 5 se muestra una vista del colector en operación.

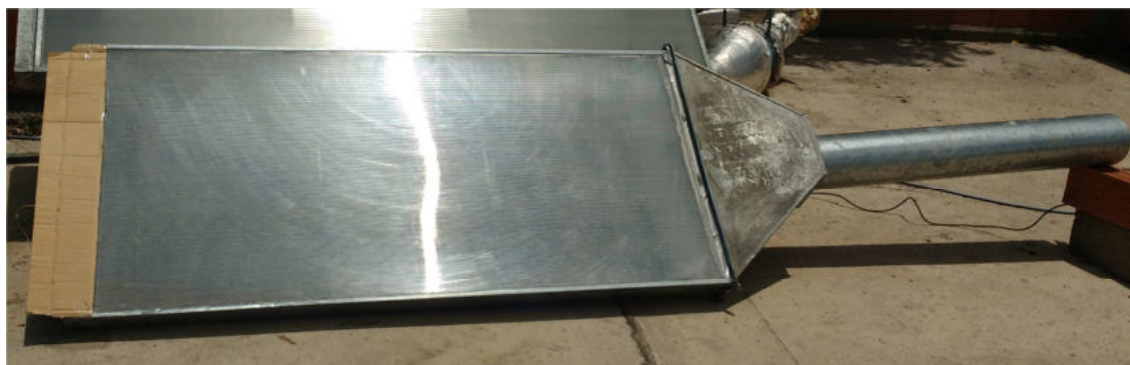


Figura 5: Fotografía del colector solar ensayado a circuito abierto.

Se realizaron 3 campañas de medición, diferenciadas por la velocidad del aire circulante. Las mismas se detallan en la Tabla 2.

Período	Duración	Velocidad de flujo	Unidad
Primer	Del 28/07	2.3	m/seg
	al 08/09		
Segundo	Del 09/09	1.9	m/seg
	al 22/09		
Tercer	Del 25/09	1.6	m/seg
	al 07/10		

Tabla 2. Períodos de medición según la velocidad del aire circulante.

En los periodos del 24/08 al 08/09, del 09/09 al 14/09 y del 04/10 al 07/10 se varió la temperatura del aire de entrada mediante el encendido de las velas de cuarzo. Los niveles de potencia disipada fueron: 600, 900 y 1.200 W. En la Tabla 3 se muestran las temperaturas de entrada ( $T_{fi}$ ) y de salida ( $T_{fo}$ ) del aire alcanzadas con esas potencias.

Posición	Potencia (W)	Tfi (°C)	Tfo (°C)
0	(Apagada)	-	-
1	600	27.98	44.22
2	900	30.82	46.85
3	1200	34.46	50.03

Tabla 3. Posiciones del dimmer en el circuito de calentamiento auxiliar del aire durante los ensayos.

## DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE MONITOREO

Los datos de temperatura ambiente y radiación solar se registraron con una estación meteorológica marca HOBO modelo H21 ubicada cerca del prototipo. Como sensores de temperatura dentro del colector se utilizaron termocuplas tipo *K* de cromel - alumel con una sensibilidad de 3,6 mV/100 °C. El equipo de monitoreo de las termocuplas se completa con un datalogger ADAM 4018 y un módulo ADAM 4520 que transforma la señal RS485 del 4018 en RS232 para comunicarse con una PC.

En la Figura 6 se muestra un esquema de la ubicación de las termocuplas en el colector. Se instalaron cuatro sensores numerados del 1 al 4.  $T_1$  sensa la temperatura del aire de entrada y  $T_4$  la de salida.

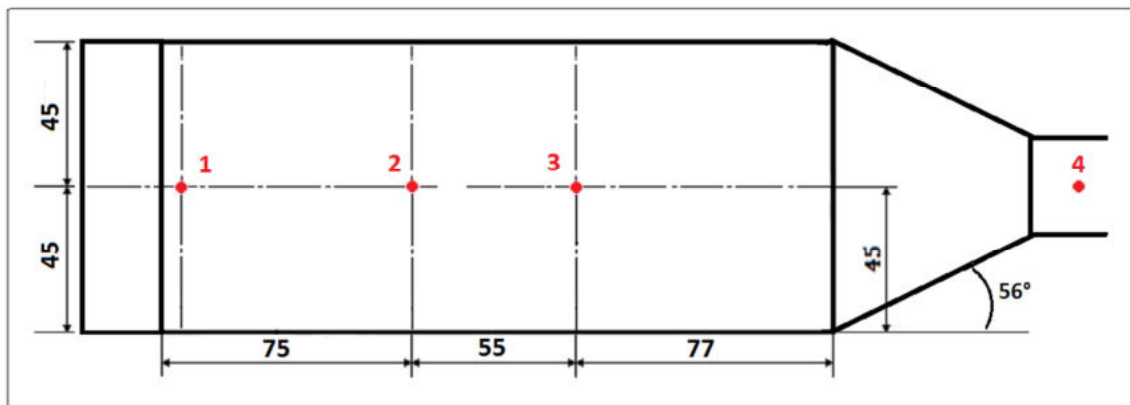


Figura 6. Vista superior del colector. Ubicación de los sensores de temperatura. Cotas en cm.

Para la medición de la velocidad del aire se utilizó un anemómetro de hilo caliente digital marca TSI. La presión atmosférica se midió con una estación meteorológica PEGASUS, ubicada en el techo de un edificio cercano. El valor de la presión atmosférica es necesario para la determinación de la densidad del aire ambiente. Con la densidad se calcula el flujo másico de aire mediante:

$$\dot{m} = \rho_{(P,T)} v A_t \quad (1)$$

donde,  $v$  es la velocidad del flujo de aire (m/s);  $A_t$  el área de sección transversal del ducto de salida ( $m^2$ ) y  $\rho_{(P,T)}$  la densidad del aire a la presión  $P$  (Pa) y a la temperatura  $T$  (K), calculada con la siguiente ecuación, válida para gas ideal según el modelo de la U.S. Standard Atmosphere 1976, (Lide, 1990):

$$\rho_{(P,T)} = \rho_{ref} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right) \left( \frac{T_{ref}}{T} \right) \quad (Kg/m^3) \quad (2)$$

siendo  $P$  la presión del lugar,  $\rho_{ref} = 1,2929 \text{ Kg/m}^3$  a  $T_{ref} = 273,13 \text{ K}$  y a  $P_{ref} = 101.325 \text{ Pa}$ .  $T$  es la temperatura absoluta promedio del aire entre la entrada y la salida del colector.



## MEDICIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL COLECTOR Y DE LA POROSIDAD

Para determinar la potencia del ventilador forzador del aire es necesario conocer la caída de presión a través del colector,  $\Delta P$ . Para ello se utilizó un manómetro diferencial digital marca TESTO con una resolución de 1 Pa (Pascal) y rango de medida de -150 a +150 hPa. Juntamente se midió la velocidad del flujo de aire con el anemómetro TSI a fin de obtener pares ordenados  $(v, \Delta P)$ . Para conectar las puntas del manómetro diferencial al canal de aire del colector, se emplearon mangueras plásticas conectadas a 2 jeringas para insulina (sin sus émbolos). La Figura 7 muestra las ubicaciones de las dos jeringas que atraviesan la chapa y el aislante del fondo del colector hasta alcanzar la base del canal de flujo del aire.

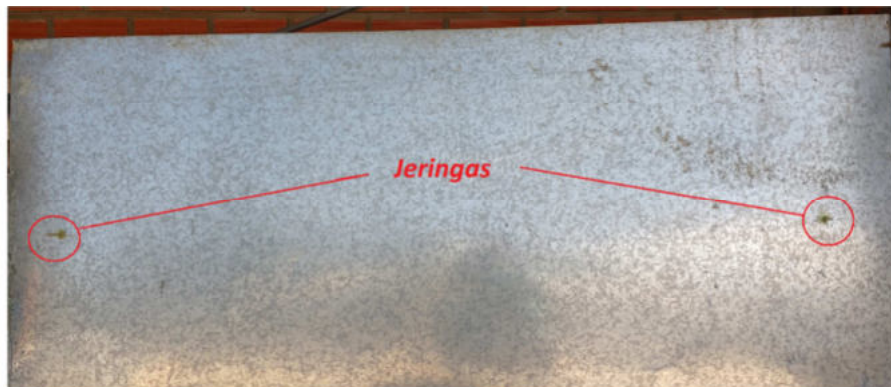


Figura 7. Instalación de las jeringas para la medida de la caída de presión.

Con los datos relevados se construyó una tabla de doble entrada con el flujo másico [Ec. (1)] en una columna y la diferencia de presión en otra. A este conjunto de pares ordenados se le aplicó una regresión cuadrática con cruce por 0 (origen coordinado). En la Figura 8 se muestra la curva obtenida.

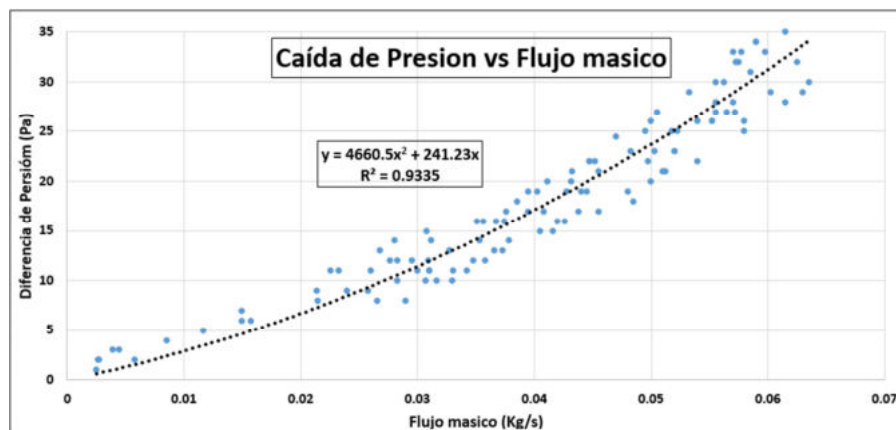


Figura 8. Caída de presión vs. flujo másico para el colector de matriz porosa.

Se observa en la figura que la caída de presión aumenta con el cuadrado del flujo másico del aire. El máximo valor de  $\Delta P$  es del orden de 35 Pa, correspondiente a un flujo másico de 0,065 Kg/s.

La potencia del ventilador necesaria para mantener el flujo circulante se calcula mediante la expresión:

$$Pot = \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho_a} \quad (3)$$

donde  $\rho_a$  es la densidad del aire [Ec. (2)] y  $Pot$  la potencia eléctrica consumida por el ventilador en W. Reemplazando el polinomio cuadrático de ajuste de la caída de presión se obtiene:

$$Pot = \frac{(4660,5m^3 + 241,23m^2)}{\rho_a} \quad (4)$$

Por lo tanto, la potencia del ventilador crece con el cubo del flujo másico del aire que circula dentro del colector de matriz porosa.

Cuando se trabaja con matrices porosas hay tres parámetros importantes a determinar a fin de caracterizar la matriz. Estos son: la porosidad o factor de huecos,  $\varepsilon$ , el área transversal efectiva de transferencia de calor por conducción,  $A_{tc}$  y el área lateral efectiva de transferencia de calor por convección,  $A_m$  (Hernández et al., 2015).

El factor de huecos  $\varepsilon$  se determina experimentalmente mediante un procedimiento que consiste en determinar el volumen de agua que llena los intersticios de una muestra del material poroso. Este es el volumen de huecos  $V_h$ . Si  $V$  es el volumen contenedor de la matriz y el agua, entonces la porosidad se calcula como:

$$\varepsilon = \frac{V_h}{V} \quad (5)$$

La porosidad así determinada para la matriz porosa ensayada es del 96 %. La incerteza de este resultado se calculó mediante la técnica de propagación de errores resultando:  $\varepsilon = (0,96 \pm 0,02)$ .

## RESULTADOS DE LAS MEDICIONES

En la Figura 9 se presentan los valores de irradiancia solar global sobre el plano del colector y los de temperatura ambiente medidos cuando el colector funcionó con un flujo másico de 0,065 Kg/s. Los valores máximos de  $T_a$  estuvieron por encima de los 25 °C excepto los días 2, 3 y 14 de Agosto. En la mayoría de los días las amplitudes térmicas alcanzaron los 16,5 °C.

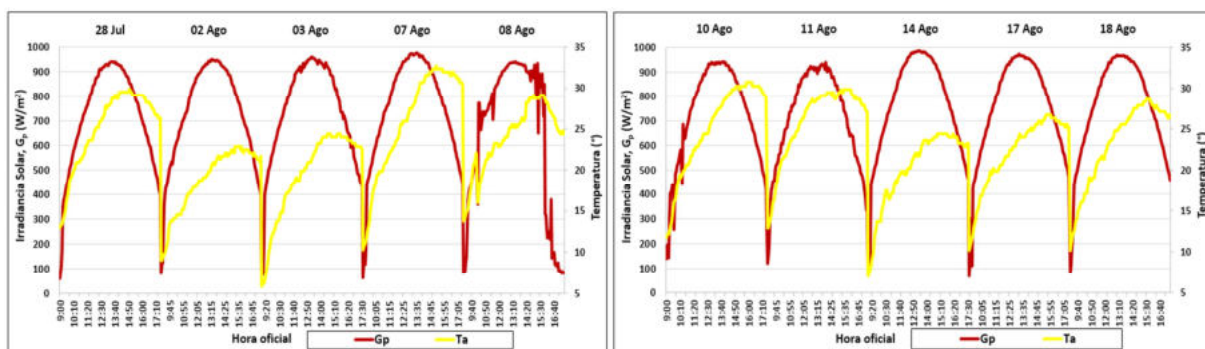


Figura 9. Valores de irradiancia solar global,  $G_p$  y de temperatura ambiente,  $T_a$ .

Durante los ensayos con un flujo másico de 0,051 Kg/s (09/09 al 22/09) las condiciones ambientales fueron similares, salvo el día 20 de setiembre en que la temperatura ambiente superó los 35 °C. Finalmente, durante los ensayos con un flujo másico de 0,043 Kg/s (25/09 al 07/10), la temperatura ambiente nunca fue inferior a 15 °C. Sin embargo, en estos días, la temperatura máxima no superó los 35 °C.

### Medición de la temperatura en entrada y salida del colector

En las Figura 10 se grafican las curvas de temperaturas del aire medidas en la entrada,  $T_{fi}$ , y en la salida,  $T_{fo}$ , del colector. El encendido de las velas de cuarzo se realizó a partir del 24 de agosto y entonces la temperatura de entrada al colector superó los 38 °C.

Los valores máximos alcanzados por el aire a la salida del colector fueron de 50,5 °C y 52,4 °C cuando las temperaturas de entradas fueron de 33,8 °C y 36,6 °C, respectivamente. Bajo estas condiciones climáticas, este prototipo produjo un incremento de temperatura entre 15 °C y 20 °C.

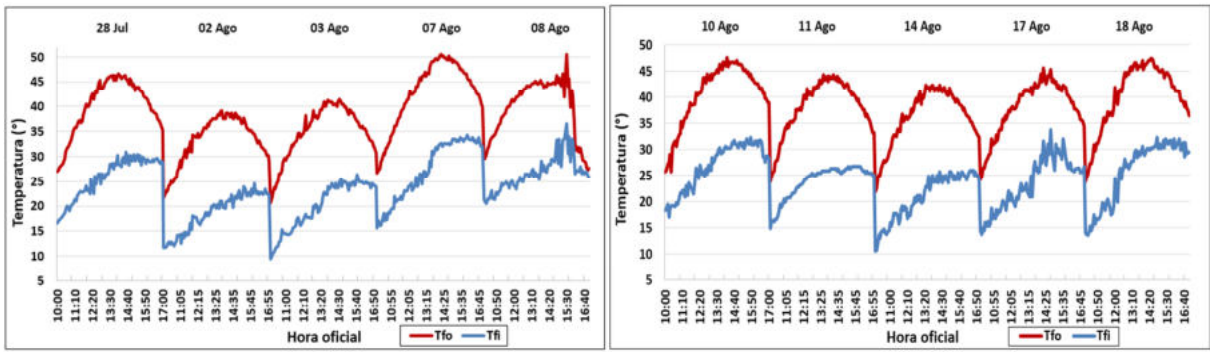


Figura 10. Evolución temporal de las temperaturas de entrada y salida del colector a  $\dot{m} = 0,065 \text{ Kg/s}$ .

Con un flujo másico de  $0,051 \text{ Kg/s}$ , el máximo valor de temperatura de salida del aire fue de  $56,8 \text{ °C}$  con la temperatura de entrada de  $35,9 \text{ °C}$ . En este caso, el aumento promedio de la temperatura del aire a través del colector fue de  $19 \text{ °C}$ . Con un flujo másico de  $0,043 \text{ Kg/s}$ , el promedio del salto térmico fue de  $21 \text{ °C}$ . Los máximos en la temperatura de salida medida se mantuvieron por arriba de los  $49 \text{ °C}$  con temperaturas de entrada de hasta  $35 \text{ °C}$ . El día 30 de setiembre, la temperatura de salida del aire fue la mayor de todos los días ensayados, con un valor superior a los  $59 \text{ °C}$ . Esta dependencia de la temperatura de salida del aire con el flujo másico es coherente debido a que cuanto mayor es el flujo, menor es la temperatura de salida en cualquier tipo de colector solar.

#### Distribución de temperatura del aire dentro del colector

Con el objeto de evaluar la variación de la temperatura del aire a lo largo del colector, se representaron gráficamente los valores medidos por las 4 termocuplas interiores en función de la distancia desde la entrada al colector. Cada curva presentada corresponde a un día distinto en el período 28/07 - 29/08 al mediodía solar a fin de comparar el cambio en la temperatura de salida con el cambio en el movimiento aparente del sol sobre la bóveda celeste. Como sólo se cuenta con medidas a distancias discretas, se generó una curva de tendencia potencial, para representar el posible comportamiento de la temperatura. En la Figura 11 se pueden observar las curvas de tendencia obtenidas.

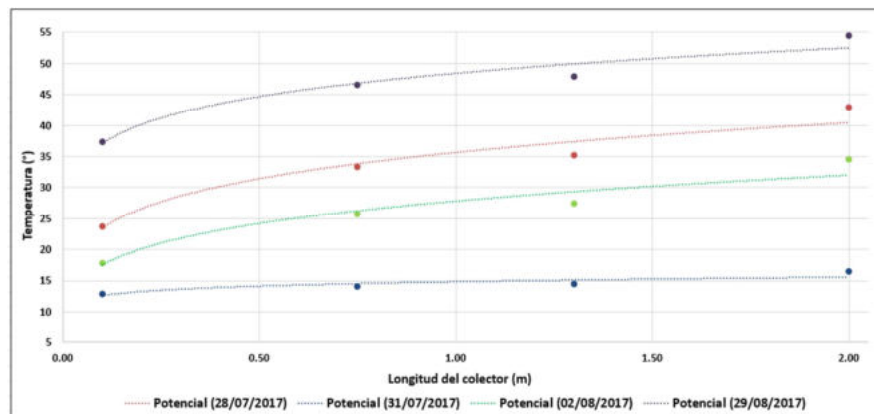


Figura 11. Distribución de la temperatura del aire dentro del colector para  $\dot{m} = 0,065 \text{ Kg/s}$ .

Se puede observar que el día 29 de Agosto se registraron las temperaturas más altas debido al encendido de las velas de cuarzo a la entrada del colector, mientras que las temperaturas más bajas se registraron el día 31 de Julio. En este caso, la variación de temperaturas a lo largo del colector es pequeña debido a la poca radiación que hubo ese día. Se puede concluir de la figura que la longitud del colector podría ser aumentada a fin de obtener una mayor temperatura de salida.

#### Cálculo de la energía útil generada por el colector

La energía útil generada por el colector se calcula mediante (Duffie y Beckman, 2006):



$$Q_u = \dot{m}c_p(T_{fo} - T_{fi}) \quad (W) \quad (6)$$

donde  $c_p$  es el calor específico del aire a presión constante. En la Figura 12 se presentan los valores de la energía útil generada por el colector a un flujo másico de 0,065 Kg/s junto con los valores de irradiancia solar global,  $G_p$ , sobre el plano del colector. Se observa que los valores de energía útil generada durante el período graficado presentan máximos entre 1,0 y 1,3 KW al mediodía solar. Esto garantiza una muy buena producción de energía térmica diaria.

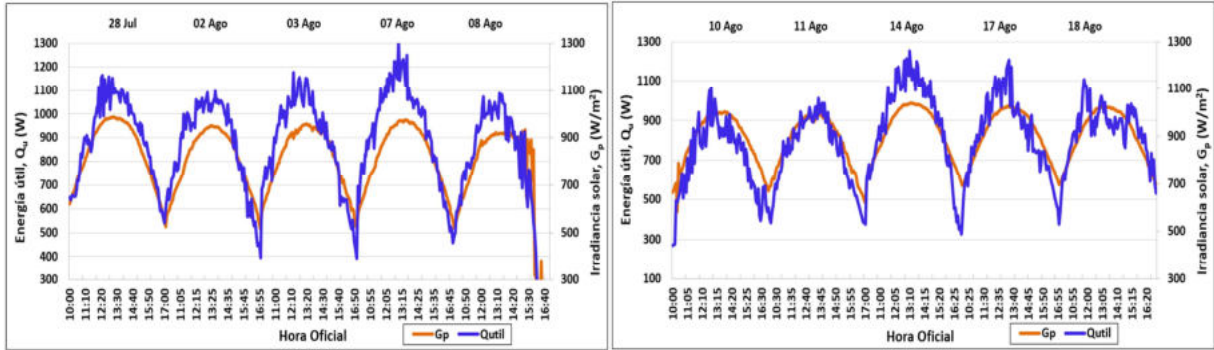


Figura 12. Irradiancia solar sobre el plano del colector y energía útil producida con  $\dot{m} = 0,065$  Kg/s.

Con un flujo másico de aire de 0,065 Kg/s la producción de energía útil diaria alcanzó valores cercanos a 23 MJ. Para un flujo másico de 0,051 Kg/s, la producción diaria promedio de energía útil fue de 20,2 MJ mientras que para el flujo másico de 0,043 Kg/s, el colector produjo, en promedio, 19,5 MJ diarios. Estos valores son realmente altos y son consecuencia del gran contacto térmico existente entre el aire circulante y el medio absorbedor constituido por la matriz porosa que, por su constitución y características superficiales, constituye una superficie extendida selectiva caliente (gran área expuesta por unidad de volumen con alta absorción solar y baja emitancia infrarroja). Una consecuencia comprobable de la baja emitancia IR de la matriz absorbedora es que la cubierta transparente no se recalentó ni deformó por dilatación térmica durante las horas de insolación al no existir un intercambio radiativo importante entre ellas.

### CURVAS DE EFICIENCIA TÉRMICA INSTANTÁNEA

Las curvas de eficiencia instantánea para los tres flujos másicos ensayados se obtuvieron siguiendo los lineamientos de la norma ASHRAE 93-2003. A tal fin, se realizaron los ensayos variando la temperatura de entrada del aire mediante las velas de cuarzo en escalones de potencia disipada según los valores indicados en la Tabla 3. Dado que la norma exige que la radiación solar y la temperatura ambiente sean lo más estable posible durante el ensayo, se realizaron las medidas alrededor del mediodía solar, entre media hora antes y media hora después del mismo.

La eficiencia instantánea de un colector solar se define mediante la siguiente expresión:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{A_c G_p} = \frac{\dot{m}c_p(T_{fo} - T_{fi})}{A_c G_p} \quad (7)$$

Graficando los valores arrojados por la ecuación (7) en función de la variable  $(T_{fi} - T_a)/G_p$  se obtuvo la curva graficada en la Figura 13 para el máximo flujo másico ensayado.

La ecuación de la curva de eficiencia instantánea obtenida por regresión lineal es la siguiente:

$$\eta_i = 0,644 - 11,748 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right) \quad (8)$$

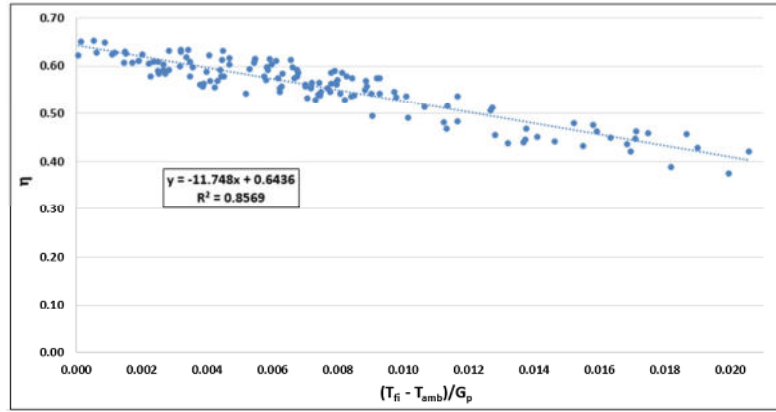


Figura 13. Curva de eficiencia instantánea del colector de malla porosa para  $\dot{m} = 0,065 \text{ Kg/s}$ .

El valor máximo de eficiencia obtenido (0,644) es alto, teniendo en cuenta que se trata de un colector calentador de aire y que el flujo másico ensayado es relativamente bajo. A modo comparativo, la Tabla 4 muestra las curvas de eficiencia térmica de distintos prototipos de colectores solares calentadores de aire y los flujos másicos empleados, publicadas en otros trabajos.

Autores	Tipología	$\dot{m}(\text{Kg/s})$	$A_c (\text{m}^2)$	Curva de eficiencia
Hernández et al., 2007	Placa perforada.	0,015	1,93	$\eta_i = 0,518 - 7,329 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right)$
Durán et al., 2011	Paso simple con malla porosa.	0,064	2,22	Eficiencia cercana al 65 %
González et al., 2012	Doble flujo en contracorriente.	0,021	2,00	$\eta_i = 0,492 - 6,864 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right)$
Quiñonez y Hernández 2012	Doble flujo en contracorriente.	0,030	2,16	$\eta_i = 0,410 - 7,020 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right)$
González, et al., 2014	Doble paso con matriz porosa.	0,020	2,16	$\eta_i = 0,436 - 6,223 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right)$

Tabla 4. Curvas de eficiencia de distintos colectores calentadores de aire ensayados por otros autores

Se observa que los valores de ordenada al origen y pendiente de la curva obtenida para el prototipo presentado en este trabajo son más altos que los de la tabla 4, indicando que el factor de remoción de calor  $F_R$  de nuestro colector es más alto que el de los demás prototipos como consecuencia de la potenciación de la transferencia de calor desde la matriz porosa al aire circulante y al mayor flujo másico empleado. Sin embargo, estos valores son comparables al del prototipo de Duran et al. (2011).

Para los restantes flujos másicos ensayados las ecuaciones obtenidas son las siguientes:

$$\text{Para } \dot{m} = 0,051 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}: \eta_i = 0,554 - 9,068 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right); R^2 = 0,87 \quad (9)$$

$$\text{Para } \dot{m} = 0,043 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}: \eta_i = 0,550 - 5,103 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_p} \right); R^2 = 0,83 \quad (10)$$

Estas curvas deben predecir con buena exactitud el comportamiento termo-energético del colector para condiciones climáticas y de funcionamiento similares a las ensayadas.

*Eficiencia térmica diaria del colector de matriz porosa en función del flujo másico del aire*  
La eficiencia térmica diaria del colector se calcula como:

$$\eta_{c,día} = \frac{\int_{h_s}^{h_p} Q_u(t) dt}{A_c \int_{h_s}^{h_p} G_p(t) dt} \cong \frac{(\dot{m}c_p) \sum_{i=1}^N (T_{fo,i} - T_{fi,i}) \Delta t}{A_c \sum_{i=1}^N G_{p,i} \Delta t} \quad (11)$$

donde  $h_s$  es la hora de salida y  $h_p$  la hora de puesta del sol. Dado que el monitoreo del colector se realiza en pasos temporales finitos de extensión  $\Delta t$ , se debe utilizar la aproximación definida por la sumatoria del lado derecho de la ecuación anterior donde  $N$  es el número total de medidas tomadas durante el período de funcionamiento diario del colector.

En la Figura 14 se presentan los valores de eficiencia térmica diaria obtenidos con los tres valores de flujo másico ensayados. El punto naranja representa el valor promedio de la eficiencia diaria para cada condición de funcionamiento mientras que los segmentos verticales están limitados por los valores máximo y mínimo absolutos registrados en cada período. Se observa que, en general, la eficiencia diaria crece conforme el valor del flujo másico aumenta.

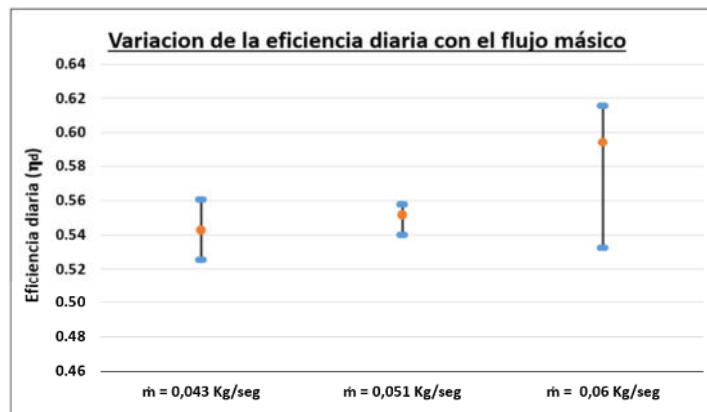


Figura 14. Eficiencia térmica diaria del colector en función del flujo másico del aire

La eficiencia térmica diaria promedio para un flujo másico de 0,043 Kg/s es cercana al 54 % mientras que para el flujo más alto ensayado, 0,065 Kg/s, es cercana al 60 %. Estos valores indican una muy buena performance termo-energética del prototipo desarrollado en este trabajo y la conveniencia de operarlo con un flujo másico superior a 0,05 Kg/s.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el diseño y evaluación termo-energética de un nuevo prototipo de colector solar calentador de aire que posee como elemento absorbedor una matriz porosa selectiva de acero reciclado con factor de huecos o porosidad del 96 %, determinada experimentalmente.

El colector fue operado a tres flujos másicos de aire diferentes (0,065; 0,051; y 0,043 Kg/s). Se encontró que la eficiencia térmica instantánea máxima, para el máximo flujo másico, es del 64 %, valor muy aceptable para un colector calentador de aire. Para los otros flujos másicos, la eficiencia térmica instantánea máxima encontrada fue del 55 % aproximadamente.

La caída de presión a través del colector fue determinada experimentalmente, obteniéndose un valor máximo de 35 Pa para un flujo másico del aire de 0,065 Kg/s. A partir de la curva de la dependencia de la caída de presión con el flujo másico se encontró una dependencia cúbica de la potencia necesaria del ventilador con el flujo másico del aire.

En condiciones normales de funcionamiento el incremento de temperatura a lo largo del colector estuvo entre 15 y 21 °C. La temperatura máxima alcanzada a la salida del colector fue de 59 °C para una temperatura de entrada de 36 °C. En cuanto a la energía útil generada por día, los valores promedio fueron de 23 MJ; 20,2 MJ y 19,5 MJ, para el mayor y para los 2 menores flujos de aire ensayados, respectivamente. Estos valores son realmente altos y son consecuencia del gran contacto

térmico existente entre el aire circulante y el medio absorbedor constituido por la matriz porosa que, por su constitución y características superficiales, constituye una superficie extendida selectiva caliente. Los valores de eficiencia térmica diaria se encuentran entre el 54 % y el 60 % e indican una muy buena performance termo-energética del prototipo desarrollado, siendo conveniente operarlo con un flujo másico superior a 0,05 Kg/s.

## REFERENCIAS

- Chamoli S., Chauhan R., Thakur N. S., Saini J. S. (2012). A review of the performance of double pass solar air heater. *Renewable Sustainable Energy Review*; 16:481–92.
- Duffie, J. A. y Beckman, W. A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd edition, John Wiley & Sons, USA, 2006.
- Durán G., Blanc A., Albeza F., Martínez C., Condorí M. (2011). Diseño, construcción y ensayos en circuito cerrado de un colector solar de aire con matriz porosa. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 15, p. 721 – 729.
- González S. M., Flores Larsen S., Hernández A. L. (2012). Simulación del comportamiento térmico de un colector solar de aire de doble flujo mediante el software SIMUSOL. *ASADES 2012*.
- González S. M., Hernández A., Quiñonez J. (2014). Ensayo de un colector solar calentador de aire de doble paso con matriz porosa para calentamiento de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 18, pp. 08.89 – 08.95.
- Hernández A., Fernández C., Salvo N. y 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° 2, pp. 03.76 –03.82.
- Hernández A. L. y Quiñonez J. E. (2017). Experimental validation of an analytical model for performance estimation of natural convection solar air heating collectors. *Renewable Energy*, 117, 1, pp. 202-216.
- Hernández A. L., Quiñonez J. E. y González S. (2015). Modelización numérica de un colector solar calentador de aire con matriz porosa metálica. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 19 - N° 1, Sección 8, pág. 133-145.
- KPGM (2016). Desarrollo de energías renovables Contexto latinoamericano y el caso argentino. En línea. <https://home.kpmg.com/content/dam/kpmg/ar/pdf/development-of-renewables.pdf>.
- Lide, D. (1990). *Handbook of Chemistry and Physics*, 71st ed., CRC Press, Boston.
- Ministerio de Energía y Minería (MinEM), Sitio Web: <https://www.argentina.gob.ar/energiaymineria>. (Último acceso 15 de Agosto de 2018).
- Quiñonez, J., Hernández, A., Flores Larsen, S. (2012). Evaluación termo energética de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para la calefacción de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 16 - N° 1, Sección 3, pág. 55 – 62.
- Singh Y. A., Kumar Thapak M. (2014). Artificially roughened solar air heater: experimental investigations. *Renewable Sustainable Energy Review* 36:370–411.
- Sopian K., Alghoul M.A., Alfegi E.M., Sulaiman M.Y., Musa E.A. (2009). Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media. *Renewable Energy* 34:640–645.
- Turk, T. I., Dursun, P. (2005). Effect of packing in the airflow passage on the performance of a solar air-heater with conical concentrator. *Applied Thermal Engineering* 25:1349–62.

**ABSTRACT:** This paper presents the development and thermo-energetic evaluation of a new solar air heater collector prototype that has a porous matrix of recycled steel as an absorbing element. The porosity of the matrix is 96 %. The collector was tested in the city of Salta, with forced flow to open circuit and slope of 40° under winter weather conditions. The average thermal jump between the collector inlet and outlet temperatures was 16.2 °C, 19 °C and 21 °C, for three tested air mass flows: 0.065 Kg/s, 0.051 Kg/s and 0.043 Kg/s respectively. The instantaneous thermal efficiency curves were obtained experimentally, presenting maximum values of 64 %, 55.4 %, and 55.0 %, for the three flows tested respectively. These values indicate a very good thermo-energetic performance of this prototype and the convenience of operating it with an air mass flow greater than 0.05 Kg/s.

**Keywords:** solar collector, porous matrix, monitoring and simulation