

## **ENSAYO ESTACIONAL EN CIRCUITO CERRADO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CON ABSORBEDOR POROSO. SIMULACION ESTACIONARIA BAJO SIMUSOL.**

G. Durán<sup>1</sup>, A. Blanc, F. Albeza, M. Condori  
INENCO, Instituto de Investigación en Energía No Convencional. (UNSa-CONICET)  
Universidad Nacional de Salta,  
Avda. Bolivia 5150, A4408FVY, Salta, Argentina.

Te: 54-387-4258709, Fax: 54-387-4255489, mail: [gonzalo.jose.duran@gmail.com](mailto:gonzalo.jose.duran@gmail.com), [miguel.angel.condori@gmail.com](mailto:miguel.angel.condori@gmail.com)

*Recibido: 13/08/12; Aceptado: 05/10/12*

**RESUMEN:** Se presentan ensayos estacionales de un calentador solar de aire con absorbedor de matriz porosa. Los ensayos se realizaron siguiendo la norma ASHRAE 93-1986, con inclinación a 33°, desde Septiembre de 2011 a Marzo de 2012, midiéndose temperatura ambiente, velocidad de viento, radiación solar global sobre plano de colector, temperatura de flujo en la entrada y salida del colector y velocidad de flujo de aire. Como resultado, se tiene flujo de aire de 0,061 kg/s a 0,068 kg/s, e incrementos de temperatura de flujo entre la salida y la entrada de 22,1°C, y eficiencias instantáneas en el rango de 0,57 a 0,65, con desviaciones estándar menores a 0,012.

Un análisis del error en las predicciones de calor útil indica que la ecuación de colector plano representa adecuadamente el comportamiento del colector en días claros y parcialmente nublados. Los resultados del análisis de error son reforzados mediante una simulación térmica bajo Simusol.

**Palabras clave:** Colector solar de aire, eficiencia térmica, medición estacional, Simusol.

### **INTRODUCCIÓN**

Un calentador solar de aire es esencialmente un intercambiador que transforma en calor la energía solar radiante. Sus aplicaciones son diversas, utilizándose en el secado de productos agrícolas, como semillas, frutas y vegetales, y como fuente de energía de baja temperatura en calefacción de edificios. (Mohamad, 1997; Niles, 1979). El calentamiento de aire con colectores solares de baja eficiencia es un proceso tecnológicamente simple y económico, de mantenimiento y operación muy sencillos. Sin embargo los colectores se encuentran limitados en eficiencia térmica por la baja densidad, baja capacidad calorífica y escasa conductividad térmica del aire.

La presencia de flujo turbulento dentro del colector incrementa la transferencia de calor entre la placa absorbedora y el fluido. Se han probado distintos medios para incrementar el área de intercambio de calor entre el fluido y la placa absorbedora, como utilizar absorbedores con aletas, absorbedores porosos o perforados. Las diversas geometrías de absorbedor incluyen el uso de aletas (Garg, 1981), absorbedores corrugados (Choudry, 1988), matriz sólida porosa (Sharma, 1991) y esferas huecas (Swartmann, 1966). Estas modificaciones incrementan la eficiencia térmica, pero aumentan la pérdida de carga, que se vuelve importante en altos caudales. Son posibles varias configuraciones según el tipo de circulación de flujo, clasificándose en colector tipo 1, a aquel con circulación de flujo por arriba del absorbedor; colector tipo 2 al colector que presenta circulación por debajo del absorbedor; colector tipo 3, al colector donde el aire circula en doble paso por debajo y arriba del absorbedor y en colector tipo 4: a los colectores de doble paso donde la circulación del aire por el absorbedor se produce en contra flujo o en sentidos opuestos.

Los ensayos realizados en Wijesundera (1982) muestran que la eficiencia instantánea de un colector tipo 4 es superior a la obtenida en un colector tipo 2. Al respecto, Romdhane (2006) establece que un colector de tipo 4 con obstáculos tiene una eficiencia mayor que un colector tipo 2 simple. Así, Mohamad (1997) y Romdhane (2006) establecen que los obstáculos aumentan el par eficiencia – salto térmico, con máximos de 80% en eficiencia e incrementos de 60°C, para un colector tipo 3 con matriz porosa en el absorbedor y con un caudal de flujo de 50 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>.

Estudios experimentales realizados por Moumni (1994), Moumni (2004) y Karsili (2006) en colectores con obstáculos perpendiculares a la dirección de flujo permitieron obtener una representación del perfil de temperaturas en el absorbedor y en el fluido, y la evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor. En Sopian, et al, 2006, se analiza la eficiencia térmica de colectores solares de Tipo 1 y 4 con absorbedor poroso, encontrándose valores superiores al 80%, con incrementos a la salida superiores en 20 °C respecto a la entrada.

En Durán, et al, 2011, se describe el proceso de diseño, construcción y ensayos preliminares de un prototipo de colector solar plano, con matriz porosa y flujo de aire. Los resultados preliminares indican eficiencias térmicas en mediodía solar del orden de 65%, registrándose incrementos de temperatura de 25 °C entre la entrada y salida del colector.

---

<sup>1</sup> Becario doctoral Tipo II CONICET

Se presentan en esta ocasión ensayos estacionales sobre el prototipo de colector solar, con objeto de una caracterización mas exhaustiva. Además, se muestran los resultados de una simulación térmica del prototipo bajo Simusol, considerando comportamiento del sistema en mediodía solar.

### ECUACIONES CARACTERÍSTICAS.

La potencia útil entregada por el colector puede calcularse a partir de Duffie, 1991:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (1)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de aire a través del colector,  $T_s$  es la temperatura a la salida del colector,  $T_e$  es la temperatura a la entrada del colector y  $c_p$  es el calor específico del aire a la temperatura media del aire  $T_m = \frac{1}{2} (T_e + T_s)$ .

La misma también puede expresarse para condiciones de estado estable como:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R (\tau\alpha) G_T - A_C F_R U_L (T_e - T_a) \quad (2)$$

En la Ec. 2,  $A_C$  es el área de apertura del colector,  $G_T$  es la irradiación solar global sobre el plano del colector,  $T_a$  es la temperatura ambiente,  $F_R$  es el factor de remoción de calor,  $(\tau\alpha)$  es el factor transmitancia-absortancia efectivo y  $U_L$  es el coeficiente global de pérdida de calor, que suele expresarse en términos de su valor para incidencia normal,  $(\tau\alpha)_n$ . Introduciendo el factor  $K_{\alpha\tau}$ , modificador del ángulo de incidencia, la Ec. 2 puede reescribirse:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R K_{\alpha\tau} (\tau\alpha)_n G_T - A_C F_R U_L (T_e - T_a) \quad (3)$$

Si bien la dependencia de  $K_{\alpha\tau}$  con el ángulo de incidencia no es sencilla, para colectores planos y para ángulos de incidencia menores a 60°, suele aproximarse mediante la relación (Souka y Safwat, 1966):

$$K_{\alpha\tau} = 1 + b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (4)$$

siendo  $b_0$  una constante propia del colector, usualmente negativa, llamada coeficiente del modificador del ángulo de incidencia. Utilizando la expresión de la Ec. 4 dentro de la Ec. 3 resulta:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R (\tau\alpha)_n G_T + A_C F_R (\tau\alpha)_n b_0 G_T \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - A_C F_R U_L (T_e - T_a) \quad (5)$$

La eficiencia térmica instantánea  $\eta$ , definida como el cociente  $\frac{\dot{Q}_u}{A_C G_T}$ , se escribirse en función de  $(T_e - T_a)/G_T$ : como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_C G_T} = \frac{m c_p (T_s - T_e)}{A_C G_T} = F_R (\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_e - T_a}{G_T} \quad (6)$$

Si los factores  $F_R (\tau\alpha)$  y  $F_R U_L$  se mantienen constantes al variar el valor de  $(T_e - T_a)/G_T$  podría observarse que todos los puntos en una gráfica de  $\eta$  vs.  $(T_e - T_a)/G_T$  caerían sobre una recta de pendiente negativa, cuya ecuación respondería a la Ec. 6.

### DESCRIPCIÓN DEL COLECTOR ENSAYADO

La descripción del proceso de diseño y construcción del prototipo fue realizada en un trabajo anterior, Durán et al 2011, por lo que en esta ocasión se describirá de forma resumida sus características principales. El colector, de dimensiones 0,98 m de ancho, 2,4 m de largo y 0,1m de alto, tiene como absorbedor una matriz porosa. El cuerpo del colector se construyó en chapa galvanizada lisa y lana de vidrio de 38 mm de espesor, con cara aluminizada pintada en negro mate. Como absorbedor se utilizó material desplegado liviano de 0,7 m x 0,98 m, colocado en capas.

Para favorecer la absorción de energía en el absorbedor se pintaron en negro mate, en forma conjunta, la cara de aluminio del aislante y las láminas de material desplegado. Como cubierta se utilizó una placa de policarbonato alveolar transparente de 4 mm, sujeta al cuerpo del colector mediante pegamento siliconado y ángulos de chapa galvanizada de 25 mm x 25 mm. Los cierres entre los elementos se realizaron mediante tornillos auto perforantes. La Fig. 1 muestra un esquema de sección del colector, con sus dimensiones y elementos constituyentes, y la Figura 2, su construcción.

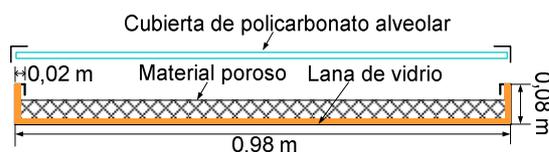


Figura 1. Esquema de sección del colector. Se aprecian elementos constituyentes.



Figura 2: Colocación del material poroso como absorbedor. Colector terminado con cubierta protectora.

## METODOLOGÍA DE ENSAYO

Se realizaron series de ensayos estacionales durante un período de siete meses (septiembre de 2011 a marzo de 2012). Los ensayos fueron realizados en el predio experimental del INENCO, Universidad Nacional de Salta, Argentina (Lat: -24.74, Long: -65.40). Tanto el funcionamiento del sistema como la adquisición y registro de los datos se realizaron en forma automática entre las 8:30 y las 15:30 (hora solar), durante 100 días no consecutivos.

Los ensayos se realizaron con inclinación fija de 33°, con circulación de aire en circuito cerrado forzada por un ventilador axial y un motor de 1 HP. Se conectó el colector en serie a una losa radiante y una resistencia eléctrica para aire de 2000 W a 220 V, con objeto de variar la diferencia  $T_e - T_w$  y con ello recorrer la curva característica.

Para el control del encendido-apagado del sistema se utilizó un dimmer analógico y un contactor SIEMENS SD32. La adquisición y registro de los datos se realizó mediante un datalogger Campbell Sci. CR1000, con 8 canales diferenciales analógicos (20 bits de resolución), 4 canales digitales y memoria de estado sólido de 4 Mb. Se utilizó una frecuencia de muestreo de 1 dato por minuto siempre que el sistema se encontrara en funcionamiento.

### Variables medidas

Las variables medidas fueron: radiación solar global sobre el plano de colector, temperatura ambiente y velocidad del viento, temperatura del aire a la entrada y salida del colector y flujo de aire a través del circuito.

La radiación solar global fue medida con un piranómetro Kipp & Zonnen, CM3, con rango de 305 a 2800 nm, rango de salida de 0 a 50 mV, y constante de calibración de  $16,6 \times 10^{-6} \mu\text{VW}^{-1}\text{m}^2$ . En las medidas de temperatura se utilizaron termocuplas tipo K (calibradas con un error típico de 0.2°C, mediante calibrador por aire Hart Scientific mod. 9009). La velocidad de viento se midió con un anemómetro de cazoleta Met One 014A. El flujo másico fue calculado en base al perfil de velocidad del aire en el ducto de entrada al colector, medido mediante anemómetros unidireccionales de hilo caliente TSI 8008, con rango de 0 a 50 m/s, y salida analógica de 0 a 10 V.

### Selección de datos

Para la obtención de los parámetros característicos se optó por el método de estado estable/cuasi-estable, siguiendo en lo posible las recomendaciones del estándar ANSI/ASHRAE 93-1986 (RA91) (ASHRAE, 1993).

En cuanto a la radiación directa, dicho estándar exige que la incidencia sea normal al plano del colector. Sin embargo, el colector se dejó en inclinación fija, puesto que se deseaba medir una caracterización in-situ. Esto provocó variaciones diarias del ángulo de incidencia entre 0° y 57°, y una variación estacional al mediodía solar entre 0° y 32°.

Según el estándar, para obtener las condiciones de estado estable debe cumplirse que durante el período de datos utilizables, y al menos 10 minutos antes de la toma de cada dato representativo, la radiación solar global sobre el plano del colector debe tener un valor mínimo de 790 W/m<sup>2</sup> y una variación no mayor a  $\pm 32$  W/m<sup>2</sup>, mientras que la temperatura ambiente no debería superar los 30°C y no variar más de  $\pm 1,5$ °C. De los 100 días ensayados solo 28 se aproximan a estas condiciones, y lo hacen durante un período de una hora alrededor del mediodía solar.

Por motivos técnicos el sistema de calentamiento auxiliar solo pudo ser utilizado en el mes de diciembre, y solo 4 días de ese mes satisfacen las condiciones de estabilidad. En lo que respecta a la velocidad del viento, el estándar estipula un valor medio durante el período de datos útiles entre 2,2 m/s y 4,5 m/s, pero solo en uno de los 28 días preseleccionados este valor supera los 2,2 m/s, por que se decidió ignorar esta condición exigida por el estándar.

Se seleccionaron 28 series de datos con 60 registros cada una (1 dato promedio por minuto), adquiridos durante las 11:30 y 12:30 (hora solar), en los que se cumplen las condiciones de estabilidad para radiación solar y para la temperatura ambiente.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Variables ambientales

En las Figuras 3, 4 y 5 se muestran los datos de las variables ambientales: irradiancia solar global sobre plano del colector, temperatura ambiente y velocidad del viento, representados para cada serie de datos mediante su valor medio, sus valores extremos y el intervalo comprendido entre su primer y tercer cuartil. En la Fig. 3 se agrega con línea azul el ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre el colector al mediodía solar en el período ensayado.

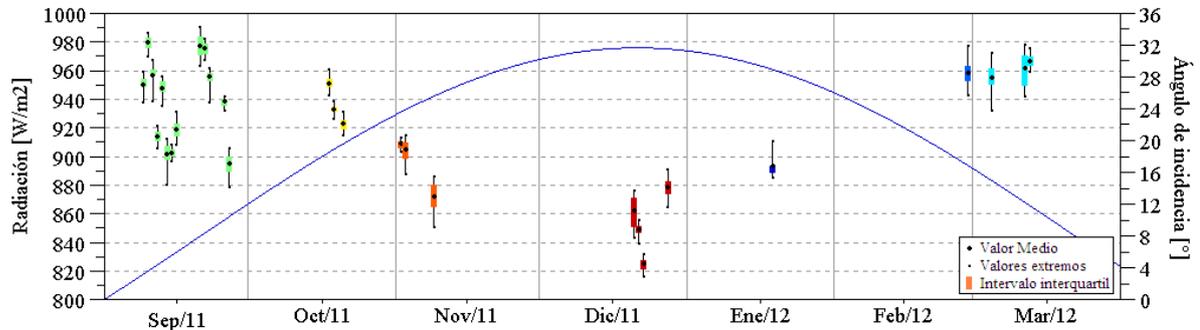


Figura 3: Radiación sobre plano del colector.

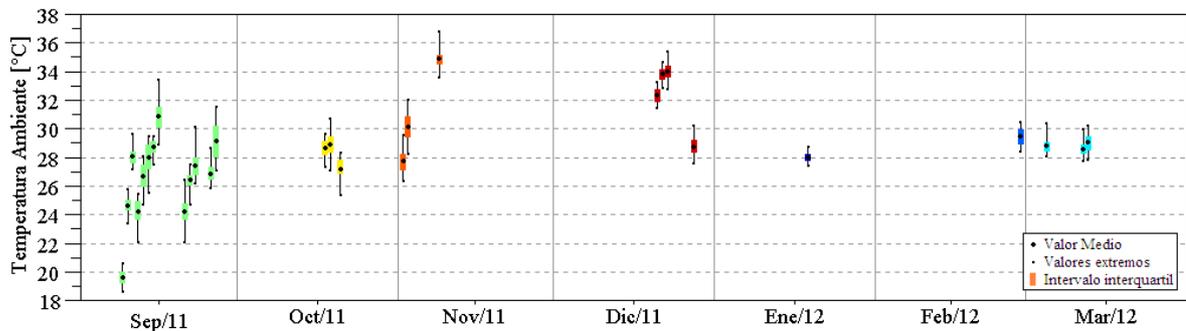


Figura 4: Temperatura ambiente.

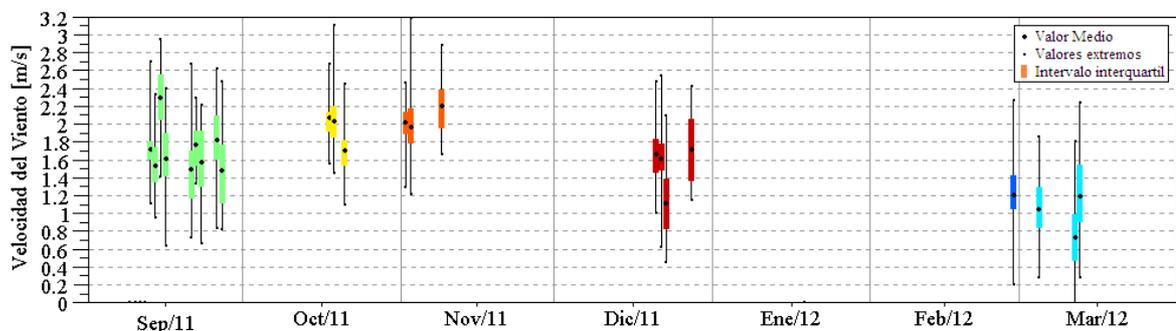


Figura 5: Velocidad de viento.

Aunque se muestran días completamente despejados, la Fig. 3 indica que los valores medios para cada serie varían de 825 W/m<sup>2</sup> a 980 W/m<sup>2</sup>, con una disminución en valores hacia el mes de diciembre. Las fluctuaciones pueden adjudicarse a la variabilidad de las condiciones atmosféricas, mientras que la disminución hacia el mes de diciembre está relacionada con la orientación del colector, fija. Sin embargo, las desviaciones estándar son menores a 12 W/m<sup>2</sup> y la diferencia entre el valor máximo y el valor mínimo de cada serie se mantiene por debajo de los 40 W/m<sup>2</sup>. Los valores medios de la temperatura ambiente se ubican dentro del intervalo entre 24°C y 35°C (a excepción de la primera serie del mes de septiembre, correspondiente al día 08/09/2011, para la cual se tuvo un valor medio de 19,6 °C). La máxima variación dentro una misma serie de datos es a lo sumo de 4,5°C, mientras que las desviaciones estándar resultan menores a 1,2°C. Por último, en ninguno de los casos la velocidad del viento supera los 3,5 m/s, con valores medios menores a 2,3 m/s, aunque en este caso la dispersión de los datos de cada serie es mayor.

### Variables del flujo

A partir del perfil de velocidad medido se calculó el caudal de aire, resultando 0,067 m<sup>3</sup>/s. Para el cálculo de flujo másico ( $\dot{m}$ ) se tuvo en cuenta la variación de la densidad del aire con la temperatura, obteniendo valores entre 0,061 kg/s y 0,068 kg/s. Las Figuras 6 y 7 muestran respectivamente el incremento de temperatura del aire al atravesar el colector ( $T_s - T_e$ ) y la diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura ambiente.

En ambas figuras se destacan los valores correspondientes al mes de diciembre, período durante cual estuvo en funcionamiento el sistema auxiliar de calentamiento. Para estos días se observa que la diferencia  $T_e - T_a$  adquiere valores mayores que para el resto de las series, lo cual trae aparejado mayores pérdidas de calor. Como consecuencia, y por la menor irradiancia sobre el plano del colector, el incremento en la temperatura del aire al atravesar el colector es notablemente menor, Figura 6. Para el resto de los días el incremento de temperatura se mantiene entre los 11,6°C y los 22,1°C, con desvíos estándar (dentro de una misma serie de datos) menores a 0,32°C.

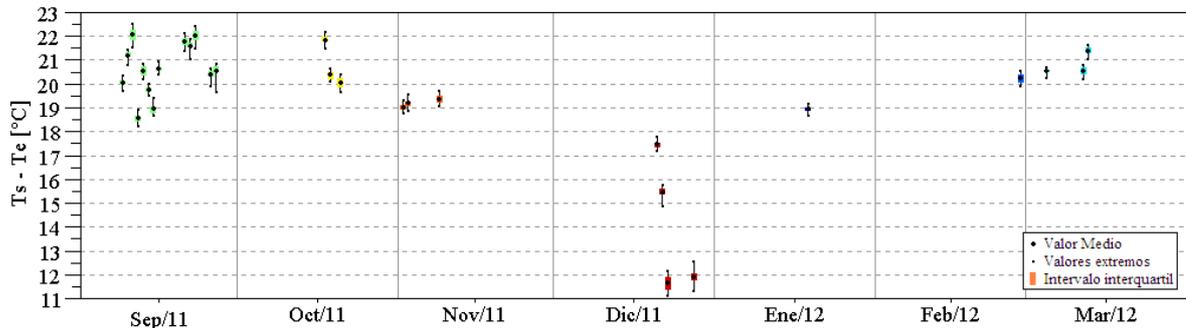


Figura 6: Incremento en la temperatura del aire entre la entrada y la salida del colector.

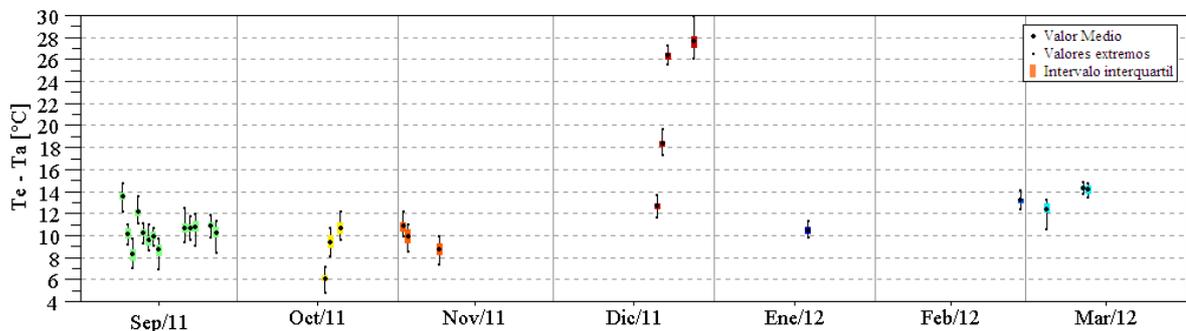


Figura 7: Diferencias entre valores de temperatura flujo de aire en la entrada del colector y temperatura ambiente.

La diferencia media entre la temperatura de entrada y la temperatura ambiente se mantiene entre 6,1°C y 14,4°C, a excepción de tres de los días de diciembre (18,4°C, 26,4°C y 27,6°C). Cabe destacar que tanto la recirculación como la presencia de la loza dentro del circuito cerrado influyen para que esta diferencia se mantenga dentro del intervalo mencionado. Las desviaciones estándar de este valor caen para cada serie dentro del rango 0,3°C–0,8°C.

#### Eficiencia y cálculo de parámetros característicos

Los resultados del cálculo de eficiencia (Ec. 6) para cada serie de datos se muestran en la Figura 8. Los resultados correspondientes a los días de diciembre son menores, debido a la baja irradiación sobre el plano del colector y la mayor diferencia ( $T_e - T_a$ ). Para el resto de las series la eficiencia media fluctúa entre 0,57 y 0,65, con desviaciones estándar menores a 0,012. La variación de la eficiencia instantánea dentro de una misma serie de datos es a lo sumo de 0,04.

En las Figuras 9 y 10 se muestran los mismos valores de eficiencia en función del cociente  $(T_e - T_a)/G_T$ . En la Fig. 9 se presentan todos los datos de cada serie, y en la Fig. 10 solo se presentan los valores medios. Se agrega además la recta que representa el mejor ajuste lineal de los datos, extrapolada hasta su intersección con ambos ejes. En estas gráficas, para las series de datos sin el calentamiento auxiliar se obtienen resultados similares con nubes de puntos solapadas, desplazándose a lo largo de la recta, por la variabilidad de las condiciones entre ensayos.

$$\text{La regresión lineal obtenida es: } \eta = 0,737417 - 11,1145 (T_e - T_a)/G_T \quad (7)$$

con  $R^2 = 0,9027$  y un error típico para la eficiencia de 0,02.

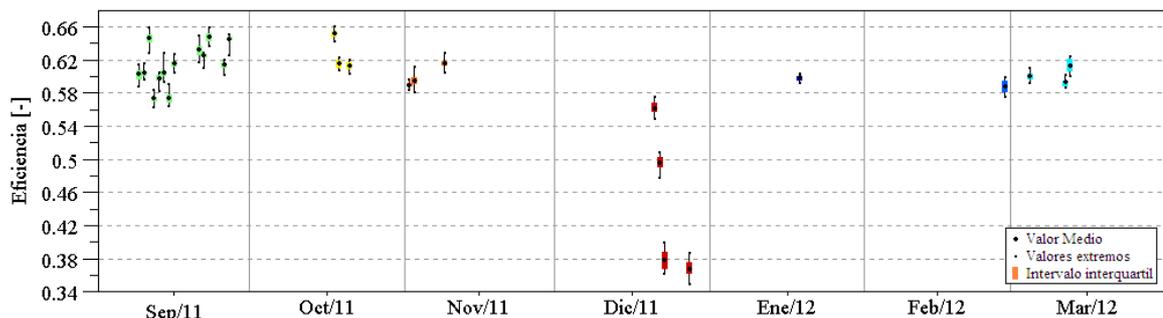
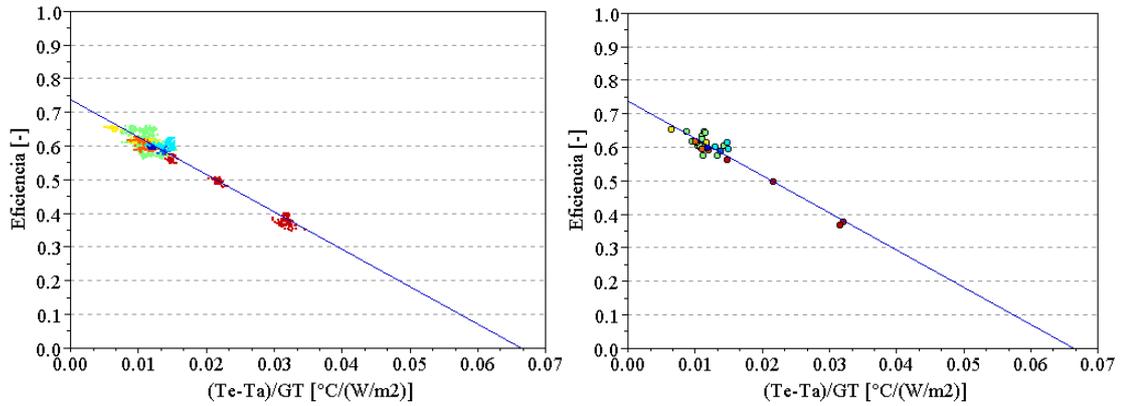


Figura 8: Eficiencia térmica para cada serie de datos.

Este ajuste lineal, basado en la Ec. 6, aproxima los valores medios estacionales de los parámetros del colector:

$$\overline{F_R(\tau\alpha)} \approx 0,74 \quad \text{y} \quad \overline{F_R U_L} \approx 11,11 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (8)$$



Figuras 9 y 10: -  $\eta$  vs.  $(T_e - T_a)/G_T$ . Figura 9: Todos los datos de cada serie. Figura 10: Centro de la nube de datos.

Si bien el método usual para el cálculo de los parámetros es mediante la regresión lineal mostrada en la Ec. 6, también es posible realizar una regresión múltiple a partir de la Ec. 2. El resultado se muestra en la Ec. 9.

$$\dot{Q}_u = 1,72491 G_T - 25,8494 (T_e - T_a) \quad (9)$$

El ajuste resultó  $R^2 = 0.9345$ . El área de apertura del colector es  $A_C = 2,34$  m, y los valores promedio estacionales:

$$\overline{F_R(\tau\alpha)} \approx 0,74 \quad \text{y} \quad \overline{F_R U_L} \approx 11,05 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (10)$$

Al realizar una regresión múltiple en base a la Ec. 5, y considerando el modificador del ángulo de incidencia:

$$\dot{Q}_u = 1,71094 G_T - 0,378668 G_T \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - 23,2634 (T_e - T_a) \quad (11)$$

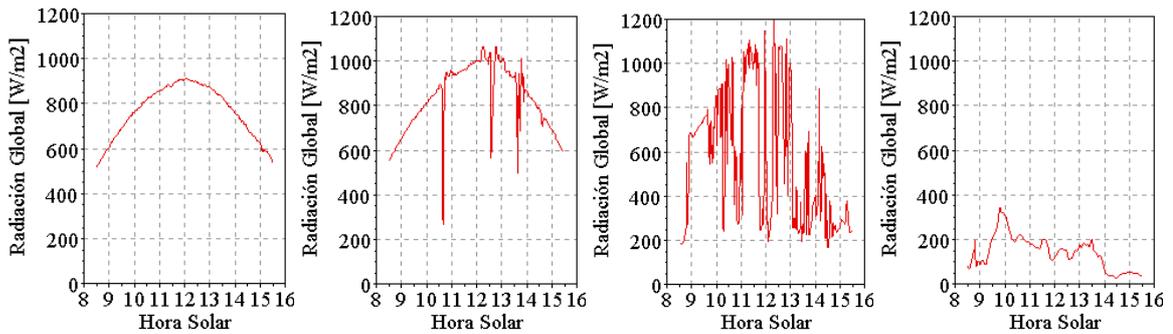
Se mejoró el ajuste respecto al logrado en la Ec. 9, resultando  $R^2 = 0.9423$ , permitiendo además el cálculo de  $b_0$ , el coeficiente promedio del modificador del ángulo de incidencia, resultando:

$$\overline{F_R(\tau\alpha)}_n \approx 0,73 \quad , \quad \overline{b_0} \approx -0,221 \quad \text{y} \quad \overline{F_R U_L} \approx 9,94 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (12)$$

Al comparar las Ec. 8, 10 y 12, se observa que en el intervalo temporal (11:30 a 12:30 hora solar) las tres regresiones concuerdan en el cálculo del producto  $\tau\alpha$  promedio, aún cuando en el último caso se trate del valor para incidencia normal de radiación solar. En cuanto al coeficiente global de pérdidas térmicas, las dos primeras regresiones arrojan valores similares y la tercera aporta un valor menor, debido al término adicional asociado a las pérdidas ópticas.

#### Predicción del calor útil

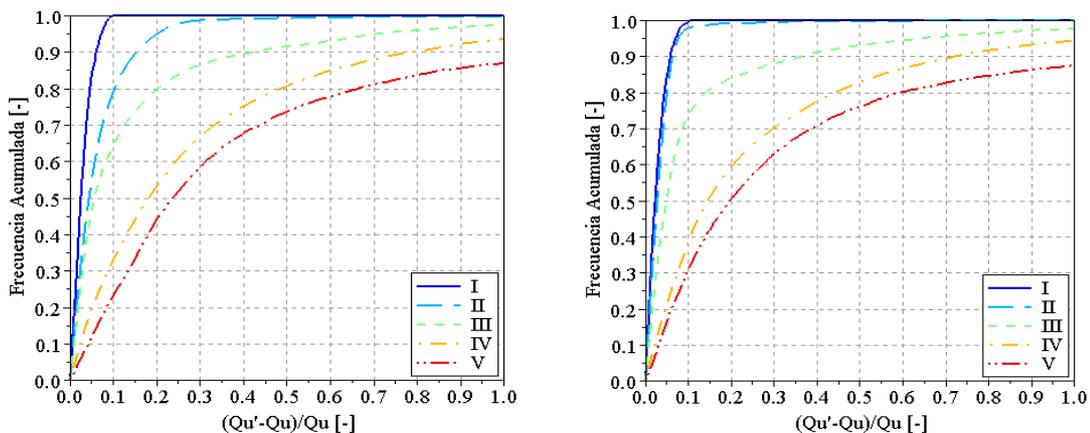
En el apartado anterior se han mostrado regresiones generadas a partir de los datos seleccionados (I) para asegurar las condiciones de estabilidad y la validez de la Ec. 2. Como la base de datos contiene más información, resulta interesante estudiar cuanto se aleja la predicción del calor útil por las Ec. 7, 9 y 11 del calor útil calculado a partir de Ec. 1, utilizando todos los datos disponibles. Para ello se clasificaron los días según la heliofanía, en días claros (19 días), días con algunas nubes (19 días), días parcialmente nublados (17 días) y días completamente nublados (45 días). Para ilustrar el criterio de clasificación, en las Fig. 11 a 14 se muestra la irradiación solar global sobre el plano del colector en un día escogido al azar para cada una de las categorías.



Figuras 11, 12, 13, 14: Radiación solar global sobre plano del colector. Fig 11: día claro (13/09/2011). Fig 12: día con algunas nubes (10/03/2012). Fig 13: día parcialmente nublado (15/02/2012) y Fig 14: día nublado (15/11/2011).

Para poder comparar la calidad de las predicciones del calor útil ( $\dot{Q}_u$ ) dadas por las Ec. 9 y 11, se calculó el error relativo de cada predicción para todos los datos disponibles, dado por el cociente:

$$\varepsilon_r = \frac{\dot{Q}_u' - \dot{Q}_u}{\dot{Q}_u}$$



Figuras 15 y 16: Frecuencia acumulada del error relativo en predicción del calor útil, según Ec. 9 (Fig 15), y Ec.11 (Fig16). Cálculos realizados durante días claros, de 11:30-12:30 (I), días claros 8:30-15:30 (II), días con nubes esporádicas 8:30-15:30 (III), días parcialmente nublados 8:30-15:30 (IV), días completamente nublados 8:30-15:30 (V).

La frecuencia acumulada de estos errores se muestra en las Figuras 15 y 16 para el calor útil calculado mediante la Ec. 9 y Ec. 11, respectivamente. La Ec. 7 fue descartada, ya que no se observó diferencia entre sus resultados y los calculados con la Ec. 9. Se agrega también la frecuencia acumulada del error relativo.

En el cálculo de las regresiones (I), el error es menor al 10% en ambos casos, con mejor acuerdo para la Ec. 11 (Fig. 16) que para la Ec. 9 (Fig. 15). Al utilizar la Ec. 11 se obtienen errores menores al 10% en el 98% de los casos, y al utilizar la Ec. 9 se tiene errores menores al 10% en el 80% de los casos. Esta diferencia se debe a que la Ec. 11 considera el ángulo de incidencia, crucial en horarios fuera del mediodía solar.

Las Ec. 9 y 11 no representan el comportamiento del colector para días parcial y completamente nublados, pues surgen de la Ec. 2, aplicable al estado estable. Los mayores errores relativos se producen durante los estados transitorios provocados por la presencia de nubes. A pesar de esto, en días con pocas nubes ambas predicciones son aceptables, puesto que con la Ec. 9 el error es menor al 20% para el 80% de los casos, y con la Ec. 11 lo es en el 84% de los casos.

### SIMULACION NUMERICA BAJO SIMUSOL

Con objeto de corroborar los resultados obtenidos del análisis de error del apartado anterior, fue realizada una simulación del colector mediante el programa de simulación de circuitos térmicos Simusol. Este software, de uso libre, está disponible bajo plataformas Linux desde hace un tiempo, y permite simular, de forma rápida, el comportamiento de sistemas solares, haciendo uso de la analogía entre los circuitos eléctricos y los circuitos térmicos. De esta manera, mediante la presencia de fuentes de temperatura, (análogas a las fuentes de voltaje), flujos de calor por radiación y convección (similares a las fuentes de corriente), y con la definición de resistencias térmicas (similares a las resistencias eléctricas) y almacenamiento de calor sensible (similar a un capacitor) se simula un circuito eléctrico, análogo al circuito térmico que se quiere resolver.

La simulación se realizó considerando un caso que representa el comportamiento del colector en mediodía solar, bajo condiciones de cielo claro. Para ello se utilizaron los datos medidos en los días 21-9-11 (día claro).

Como datos de entrada de la simulación se utilizaron los valores medidos de temperatura ambiente y temperatura de entrada del aire al colector, velocidad de flujo de aire, y radiación solar global sobre plano del colector. En base a estos datos, se determinan resultados simulados de temperatura de flujo de aire en entrada y salida de colector, además de temperatura de absorbedor en las mismas posiciones. Como ajuste de los resultados simulados, se consideran las diferencias medias entre valores de temperatura de flujo (medido y simulado) en la entrada y salida del colector.

La Figura 17 muestra una captura de pantalla del circuito utilizado. Para un mejor ajuste, se partió el volumen del colector en tres volúmenes de control, donde las dimensiones de los volúmenes uno y tres, ubicados en los extremos del prototipo, son equivalentes a la mitad de las dimensiones del volumen de control central. Un tercer circuito, ubicado en la parte inferior del diagrama, es utilizado para representar el flujo del aire en circuito cerrado, y su interacción con una loza radiante. Una descripción resumida de los elementos del circuito se presenta en la Tabla 1. Los resultados de simulación se describen en la Figura 18.

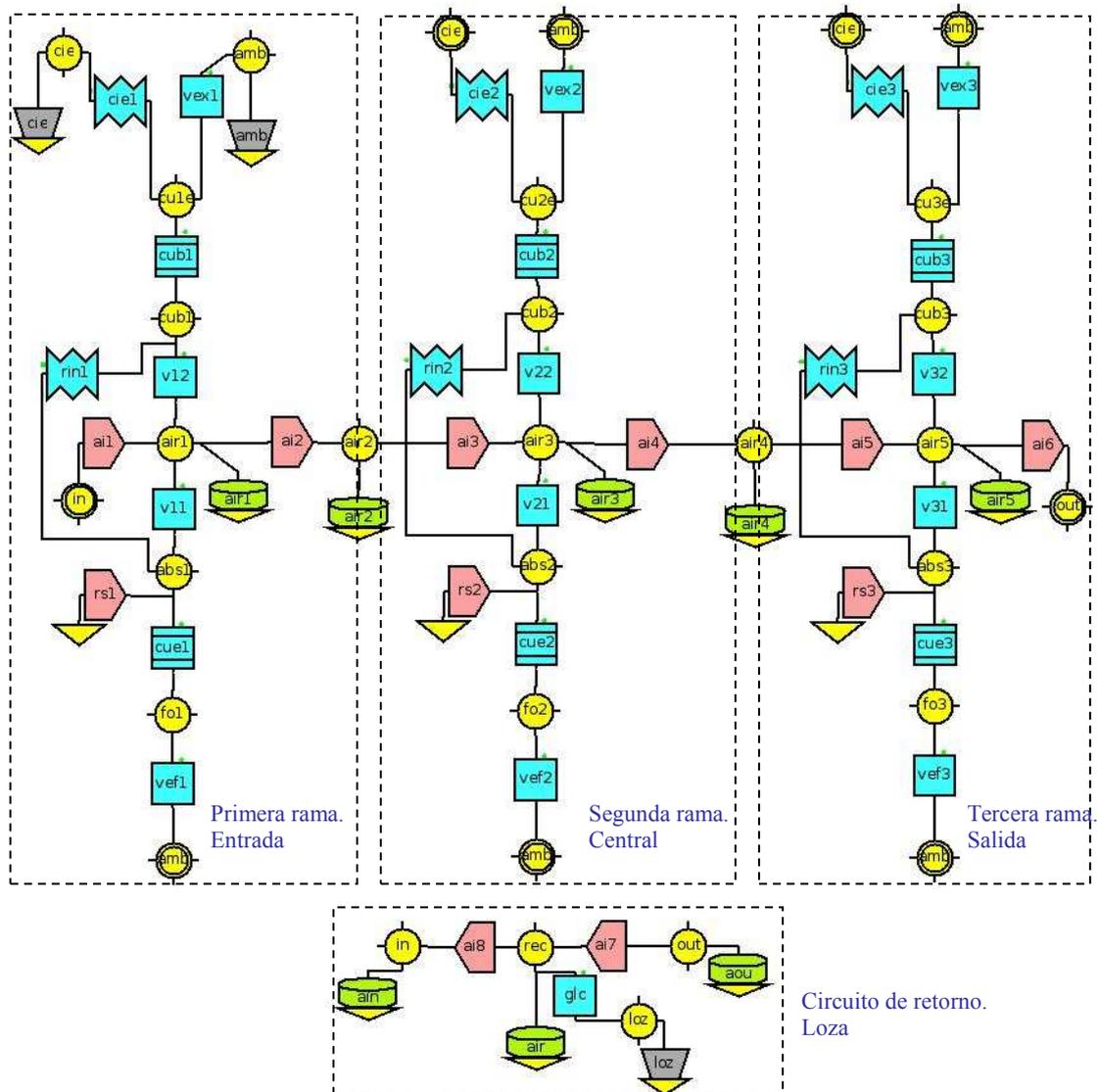


Figura 17: Circuito térmico del colector.

Una descripción de los elementos del circuito se presenta en la Tabla 1.

ELEMENTOS	DESCRIPCION
Resistencias convectivas $R_{vex1}$ , $R_{vex2}$ , $R_{vex3}$	Perdida de calor en cubierta por acción de viento. $h_v = 2.8 + 3 \cdot v$ (*)
Resistencias radiativas $R_{cie1}$ , $R_{cie2}$ , $R_{cie3}$	Pérdida de calor por radiación a cielo. $\epsilon_{cubierta} = 0.2$
Resistencias conductivas $R_{cub1}$ , $R_{cub2}$ , $R_{cub3}$	Conducción de calor a través de la cubierta. $k = 0.04 \text{ W/m}^2\text{C}$
Resistencias convectivas $v_{11}$ , $v_{12}$ , $v_{21}$ , $v_{22}$ , $v_{31}$ , $v_{32}$	Transferencia de calor al flujo por convección. (**)
Resistencias conductivas $R_{cue1}$ , $R_{cue2}$ , $R_{cue3}$	Conducción de calor por el cuerpo del colector. $k = 0.04 \text{ W/m}^2\text{C}$
Resistencias convectivas $R_{vef1}$ , $R_{vef2}$ , $R_{vef3}$	Perdida de calor en el colector por acción de viento. $h_v = 2.8 + 3 \cdot v$
Fuentes de calor $J_{rs1}$ , $J_{rs2}$ , $J_{rs3}$	Radiación solar global disponible en absorbedor. (***)
Fuentes de calor $J_{ai1}$ , $J_{ai2}$ , ..., $J_{ai8}$	Fuente de calor por circulación de flujo de aire. (****)

Fuente de temperatura Eamb	Datos medidos de temperatura ambiente
Fuente de temperatura Ecie	Fuente de temperatura de cielo

Tabla 1: elementos del circuito térmico del colector.

(\*) Los valores de velocidad de viento fueron tomados en base a los datos de velocidad medidos.

(\*\*) El coeficiente convectivo fue calculado en base a Kreith y Kreider,  $h = 2,6 \frac{v^{0,8}}{D^{0,2}}$

(\*\*\*) El valor de radiación en absorbedor fue determinado por los datos medidos, de manera que  $S = (\tau_{cu} \alpha_{abs}) I$

(\*\*\*\*) Los valores de flujo másico se determinaron en base a los datos medidos de velocidad de flujo.

Los resultados de simulación se describen en la figura 18. Se observa un buen acuerdo entre los resultados simulados y los medidos, con diferencias menores a 0.5 °C en los valores de temperatura de flujo en la salida del colector, y un ajuste con error menor a 0,1 °C para los resultados de flujo en la entrada.

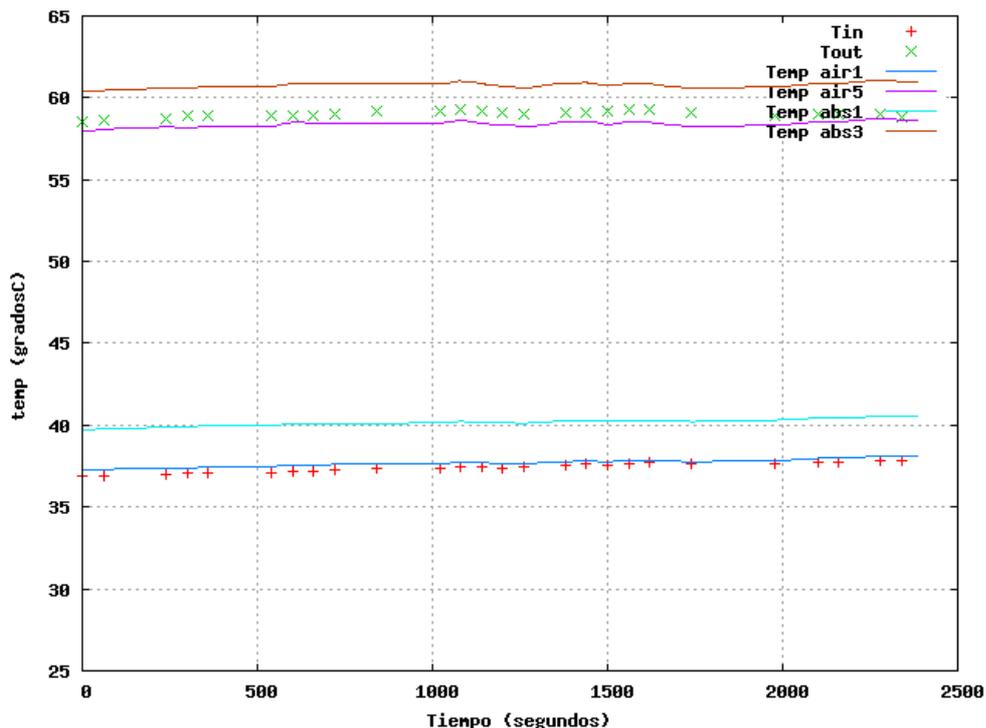


Figura 19: Simulación. Resultados simulados (air1 y air3) de temperatura de flujo de aire en la entrada y salida del colector; y temperatura simulada de absorbedor (abs1 y abs3) en la entrada y salida del colector. Las líneas punteadas representan valores medidos de temperatura de flujo de aire en la entrada y salida del colector (Tin, Tout), respectivamente.

## CONCLUSIONES

Se construyó un colector solar de aire con absorbedor poroso compuesto por una matriz metálica. Las dimensiones del prototipo son 0,94 m de ancho, 2,4 m de largo y 0,1 m de alto. El cuerpo del colector se construyó en chapa galvanizada con aislación térmica en lana de vidrio de 38 mm en sus costados y fondo, y cubierta de 4 mm en policarbonato alveolar transparente. El absorbedor está compuesto por 18 mallas de material desplegado, superpuestas entre el fondo del colector y la cubierta. Detalles del proceso de construcción se muestran en las Figuras 1 y 2.

Se realizaron ensayos estacionales bajo condiciones de campo, conectando el colector solar en circuito cerrado a una losa radiante y a una resistencia eléctrica de 2000 W. La inclinación del colector se mantuvo fija a 33° respecto de la horizontal. Los ensayos se llevaron a cabo en un lapso de 100 días desde Septiembre de 2011 a Marzo de 2012, midiéndose valores de temperatura ambiente, velocidad de viento, radiación solar global sobre plano de colector, temperatura de flujo en la entrada y salida del colector y velocidad de flujo de aire.

Los resultados de medidas de radiación, Figura 3, presentan desvíos estándar menores a 12 W/m<sup>2</sup>, con diferencia entre máximos y mínimos por debajo de los 40 W/m<sup>2</sup>. Los valores medios de la temperatura ambiente, Figura 4, están en el intervalo entre 24°C y 35°C, con variación máxima de 4,5°C. Los resultados de velocidad de viento, Figura 5, muestran un comportamiento errático, con valores medios entre 0,7 y 2,4 m/s, y datos fuertemente dispersos respecto a la media de cada lote. En base a los resultados de datos ambientales se seleccionaron 28 series de datos, con 60 registros adquiridos durante las

11:30 y 12:30 (hora solar), en los que se cumplen las condiciones de estabilidad (según ASHRAE 93-1986) para la radiación solar y para la temperatura ambiente.

El flujo de aire observado presenta resultados entre 0,061 kg/s a 0,068 kg/s. De las medidas de temperatura de flujo en colector, Fig 6 y 7, en los días donde se utilizó el calentamiento eléctrico la diferencia  $T_e - T_a$  adquiere valores mayores que para el resto de las series, lo que trae aparejado mayores pérdidas de calor. Para el resto de los días el incremento de temperatura se mantiene entre los 11,6 °C y los 22,1 °C, con desvíos estándar menores a 0,32°C.

De acuerdo a las Fig. 8, 9, y 10, los resultados de eficiencia instantánea del colector se encuentran en el rango 0,57 a 0,65, con desviaciones estándar menores a 0,012, excepto en los días de diciembre, donde se observan valores menores. La regresión lineal basada en los datos medidos, Ec (7), puede mejorarse, en base a una regresión lineal sobre la Ec (5), obteniéndose para los parámetros característicos:  $\overline{F_R(\tau\alpha)_n} \approx 0,73$ ,  $\overline{b_0} \approx -0,221$  y  $\overline{F_R U_L} \approx 9,94 \text{ W/m}^2\text{°C}$ .

El análisis del error en las predicciones de calor útil muestra error menor al 10% en días claros. En días nublados se observa un mejor acuerdo para la Ec. 11 (Fig. 15) que para la Ec. 9 (Fig. 16), especialmente para la categoría II.

Aunque las Ec. 9 y 11 no representan exactamente el comportamiento del colector para días con pocas nubes y días parcial y completamente nublados, los mayores errores relativos se producen en estados transitorios provocados por la presencia nubes. Sin embargo en días con pocas nubes (III), las predicciones son aceptables, por Ec (9), el error es menor al 20% para el 80% de los casos, mientras que con la Ec. 11 lo es en el 84% de los casos.

Se realizó una simulación del colector, de tipo estacionaria, utilizando Simusol. Mediante los resultados obtenidos, es posible enunciar que el comportamiento del colector en mediodía solar es similar a un colector de tipo plano, ya que se observan buenos ajustes entre los resultados simulados y los medidos, Figura 19. Esto refuerza las conclusiones obtenidas mediante el análisis de error.

## REFERENCIAS

- ANSI/ASHRAE, (1993). Methods of Testing to Determine Thermal Performance of Solar Collectors (ANSI approved) 93-1986 (RA 91).
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons.
- Durán, G., Blanc, A. Albeza, F., Martínez, C., Condori, M. (2011) Diseño, construcción y ensayos en circuito cerrado de un colector solar de aire con matriz porosa. Revista Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 15
- Karsili S. (2007) Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. Renewable Energy 32
- Mohamad, A.A. (1997). High efficiency solar air heater. Solar Energy Vol. 60, No. 2, pp. 71-76, 1997
- Moumni N. Youcef (2004). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. Renewable Energy 29 (2004).
- Sopian K, Alghoul, M.A. Ebrahim M. Alfegi M.Y (2006) Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media. Renewable Energy 34 640-645.
- Souka, A.F., Safwat, H.H., (1966) Determination of the optimum orientations for the double-exposure, flat-plate collector and its reflectors, Solar Energy 10. (4), 170-174.J
- Romdhane, B. (2006) Solar air collectors: Introduction of baffles to favor the heat transfer. Solar Energy 81

## SEASONAL TESTS IN LOOP OF A SOLAR AIR COLLECTOR WITH POROUS ABSORBER. STEADY STATE SIMULATION WITH SIMUSOL.

**Abstract.** *The design, building and seasonal testing of an air solar collector with porous metallic absorber are presented. The collector sizes are 0.94 m wide, 2.4 m long and 0.1 m high. It was build in galvanized sheet, alveolar polycarbonate cover and porous absorber made of lightweight expanded metal mesh. Seasonal tests to determining the in-situ long-term characterization of collector were performed, following the guidelines of ASHRAE Standard 93-1986. The solar collector was connected in a closed circuit to a radiant floor and an electrical resistance of 2000 W. The collector slope was kept fixed at 33 ° to the horizontal. The tests were carried out in a span of 100 non-consecutive days, from September 2011 to March 2012. Values of temperature, wind speed, global solar radiation on collector plane, flow temperature at the inlet and outlet the collector and airflow rate were measured. The results show an airflow between 0.061 kg / s and 0.068 kg / s, with flow temperature increases between the outlet and the inlet of 11.6 ° C and 22.1 ° C, with standard deviations lesser 0.32 ° C, and instantaneous efficiencies in the range of 0.57 to 0.65, with standard deviations less than 0.01. An error analysis in predictions of useful heat indicates that the linear equation of a flat plate collector represent satisfactorily the behavior of the collector on a clear day and partly cloudy day.*

**Key words:** *air solar collector, thermal efficiency, seasonal measuring.*