

## SIMULACION DEL COMPORTAMIENTO TERMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE DE DOBLE FLUJO MEDIANTE EL SOFTWARE SIMUSOL

Silvina Mariana González<sup>1</sup>, Silvana Flores Larsen<sup>2</sup>, Alejandro Hernández<sup>3</sup>  
Universidad Nacional de Salta (UNSa),  
Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO), UNSa – CONICET  
Avda. Bolivia 5150. CP 4400. Salta. Argentina  
Fax: 0387 - 4255489 – Tel: 0387 - 4255424  
E-mail: <sup>1</sup>ing.silvina.gonzalez@gmail.com.  
<sup>2</sup>silvanafloreslarsen@gmail.com  
<sup>3</sup>alejoher65@gmail.com

**RESUMEN:** En este trabajo se realiza una simulación del comportamiento térmico de un colector solar calentador de aire de doble flujo en contracorriente, mediante el software de simulación de sistemas térmicos SIMUSOL. La simulación permite obtener la distribución de temperatura del aire en cuatro puntos del interior del colector en la dirección del flujo. La simulación se realiza para el mes de noviembre en función de las mediciones tomadas en un ensayo de tres días efectuadas en las instalaciones del INENCO, Salta. El colector se ubicó orientado hacia el norte, con una pendiente de 35° y un área de colección de 2m<sup>2</sup>. La simulación de la temperatura de salida del aire ajusta los datos experimentales con un error promedio de 1 °C, lo cual equivale a un 3% de error en el salto térmico promedio. Gracias a este trabajo se pudo determinar que el 83% del salto térmico del equipo se obtiene en el primer paso.

**Palabras clave:** Colector solar de aire, colector de doble paso, SIMUSOL, eficiencia térmica.

### INTRODUCCIÓN

Debido al avance de la crisis energética mundial y a las consecuencias que comenzaron a hacerse notar desde hace un tiempo en todo el país tales como los cortes de gas por baja presión y repetidos cortes de energía eléctrica, se convierte en prioritario el estudio de equipos solares que permitan calentar el aire interior de los edificios y mejorar las condiciones térmicas en las viviendas de los pobladores de las localidades más afectadas o alejadas de las redes de suministro de gas y energía eléctrica, reduciendo además el consumo y la dependencia de las energías convencionales, no renovables y agotables.

El estudio de colectores ha ido evolucionando en cuanto a encontrar una mejor relación eficiencia térmica-costos. Mohamad (1997) simuló el comportamiento termo-energético de un colector de doble flujo en contracorriente con matriz entre la placa absorbadora y el fondo del colector, obteniendo eficiencias que pueden superar el 75 % bajo condiciones normales de operación. En trabajos recientes se ha estudiado el incremento de la transferencia de calor hacia el fluido caloportador potenciando la turbulencia mediante el uso de aletas, obstáculos y baffles fijados a la placa absorbadora (Pottler *et al.*, 1999; Ammari, 2003; Moumami *et al.*, 2004; Romdhane, 2007), obteniéndose eficiencias superiores al 75%. Por su parte, Kutscher *et al.* (1993, 1994), Summers (1995), Gunnewiek *et al.* (1996) y Leon y Kumar (2007) estudiaron los colectores solares de aire denominados “de placa transpirada”, que tienen la particularidad de no incluir cubierta transparente, con lo cual se abaratan los costos constructivos. También se destacan los estudios realizados por C. Ho *et al.* (2009), en el cual se estudia el efecto de la utilización de baffles y doble paso de aire en el desempeño de un colector solar de placa plana. B.M Ramani, Akhilesh Gupta, Ravi Kumar (2010), incluyen una comparación entre la eficiencia térmica de un colector calentador de aire de paso simple, con un colector de doble paso con y sin matriz absorbadora en el segundo canal, obteniendo como resultado que la eficiencia térmica de un colector solar de aire de doble paso es mayor en un 10% a la de uno de paso simple, y el colector de doble paso con matriz absorbadora es mayor en un 25% del colector sin matriz. La variación de la eficiencia en función de la intensidad de radiación solar que va desde los 550 W/m<sup>2</sup> a 850 W/m<sup>2</sup>, es de 65% al 75% para un colector de doble paso con matriz absorbadora, de 45 al 50% para un colector de doble paso sin matriz, mientras que para un colector de paso simple es de 35% a 40%, todos ellos evaluados en las mismas condiciones de trabajo y para dicho rango de radiación solar. Particularmente en el Instituto de Energías No Convencionales “INENCO” se desarrollaron en las últimas décadas diferentes tipos de colectores destinados tanto a la agroindustria (Condorí *et al.*, 2000, 2002, 2004), como a las viviendas (Hernández *et al.*, 2007, 2008) y (González *et al.* 2011).

En este trabajo simula el comportamiento de un colector solar de aire de doble flujo, con el software de simulación numérica para circuitos térmicos SIMUSOL desarrollado en el INENCO (Saravia y Saravia, 2005). SIMUSOL es un simulador bajo Linux del estado transitorio de sistemas solares térmicos centrado en la resolución de las ecuaciones de estos sistemas

---

<sup>1</sup> Tesista de Maestría en Energías Renovables – U.N.Sa. – Becaria de CIUNSa

<sup>2</sup> Investigador Adjunto de CONICET, Directora de Tesis

realizada mediante un programa numérico para circuitos eléctricos no lineales, conocido con el nombre de SCEPTRE. Éste se utiliza en conjunto con otros programas que facilitan el tratamiento previo de los datos necesarios, su entrada visual y el tratamiento de los resultados. Este desarrollo se ha realizado en el sistema operativo Linux bajo la licencia GPL que permite el uso libre y sin costo de los programas cubiertos por la misma, por lo que todos los programas fuentes del simulador se distribuyen libremente a través de Internet. El simulador trabaja en base a la analogía eléctrica de los sistemas térmicos, por lo que es posible simular cualquier tipo de sistema solar. En este trabajo SIMUSOL se utilizó para la simulación del comportamiento térmico de un colector solar de doble paso. La simulación permitió conocer la distribución de la temperatura del aire en cuatro puntos del interior del colector distribuidos linealmente a lo largo del recorrido del mismo y predecir la temperatura de salida del aire. Dicho colector fue monitoreado experimentalmente en el campus del INENCO durante el mes de noviembre de 2011. Se utilizaron como datos de entrada los valores horarios de la velocidad de aire, la radiación solar sobre el plano del colector y la temperatura de entrada del aire medidas durante las horas de sol de tres días de monitoreo. Los resultados de la simulación se comparan con los datos experimentales para evaluar la bondad del ajuste del modelo.

## BREVE DESCRIPCION DEL COLECTOR Y DEL EQUIPAMIENTO UTILIZADO

El equipo simulado es un colector solar de aire de doble paso con un área útil de colección de 2 m<sup>2</sup> (0.83 m x 2.40 m). El aire ingresa por un canal de sección rectangular ubicado en el lateral superior del colector, fluye en su primer paso entre la cubierta de policarbonato alveolar (4mm) y la placa absorbedora, y retorna en su segundo paso por debajo de la placa absorbedora. Ambos canales tienen una sección transversal de 0.025 m de alto y 0.78 m de ancho (0.0195 m<sup>2</sup>). Antes del canal de entrada se agregó una boca de cartón fijada herméticamente para encausar el aire y fijar los sensores necesarios para las mediciones de temperatura y velocidad del aire de entrada, y a su vez minimizar los efectos de las turbulencias del aire exterior en las medidas.

El aire ingresa a temperatura ambiente y comienza a calentarse a medida que avanza en su recorrido y sale succionado a través de un conducto de 18 cm de diámetro conectado a un ventilador axial de 2750 rev/min de 15 cm de diámetro que funciona como extractor. La velocidad promedio del aire es de 1.14 m/s, equivalente a un flujo másico de 0.021 kg/s. En el diseño del colector se tuvo en cuenta la aislación térmica en los laterales, los conductos y parte baja del colector con lana de vidrio de 0.05m de espesor. La placa absorbedora es una chapa metálica plana pintada con esmalte negro resistente a las altas temperaturas. La Figura 1 muestra una foto del colector. Más detalles constructivos se pueden consultar en el trabajo de González *et al.* (2011). La Figura 2 muestra un esquema del interior del colector y la nomenclatura de nodos utilizada en la simulación con SIMUSOL.



Figura 1: Foto del colector solar de aire de doble flujo mientras se ensayaba los días 4, 7 y 8 de noviembre 2011

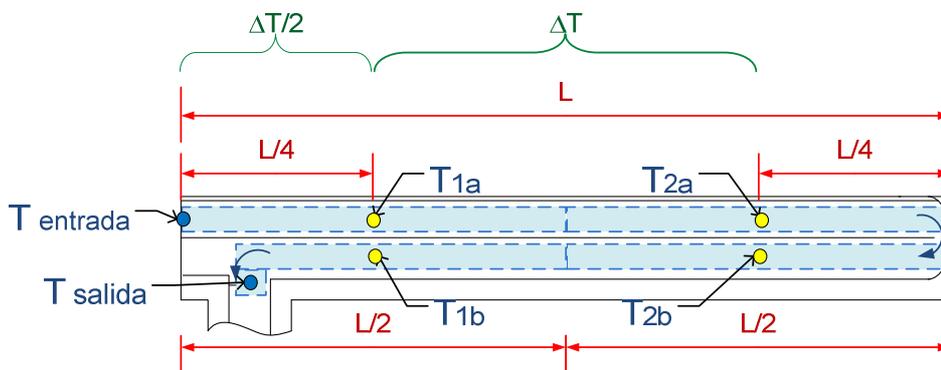


Figura 2: Esquema de las temperaturas del aire y los nodos de temperaturas

Se ubicó el colector con orientación Norte y una inclinación de 35° respecto de la horizontal para maximizar la intensidad de radiación solar incidente sobre el colector durante el periodo de noviembre. El estudio experimental se realizó en el campus del INENCO (Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional) llevándose a cabo durante los días 4, 7, y 8 de

noviembre que fueron días de cielo totalmente despejado, con valores máximos de irradiación solar sobre el plano del colector de alrededor de  $1009.7 \text{ W/m}^2$ .

El equipamiento utilizado en el ensayo del colector consiste de un piranómetro fotovoltaico LI-200 para sensar radiación solar, un sensor data-logger HOBO U12-001 para tomar la temperatura ambiente, un data-logger HOBO U12-006 con 4 canales externos de entrada para medir la temperatura del aire a la entrada y salida del colector y un anemómetro de hilo caliente TSI 8345 con compensación por temperatura para sensar la velocidad del aire en la entrada y la salida del colector. El piranómetro se colocó sobre la superficie del colector de forma de registrar la radiación solar global incidente sobre el plano del mismo. Los valores de radiación global y temperaturas se almacenaron automáticamente cada 5 minutos, mientras que las mediciones de la velocidad del viento en la entrada y salida del colector se tomaron manualmente a intervalos de 20 minutos.

### MODELO FISICO EN SIMUSOL

La Figura 3 muestra el diagrama generado con Día utilizado en la simulación. La simbología de los gráficos y la nomenclatura de cada uno de los nodos de temperaturas del sistema se resumen en las Tablas 1 y 2.

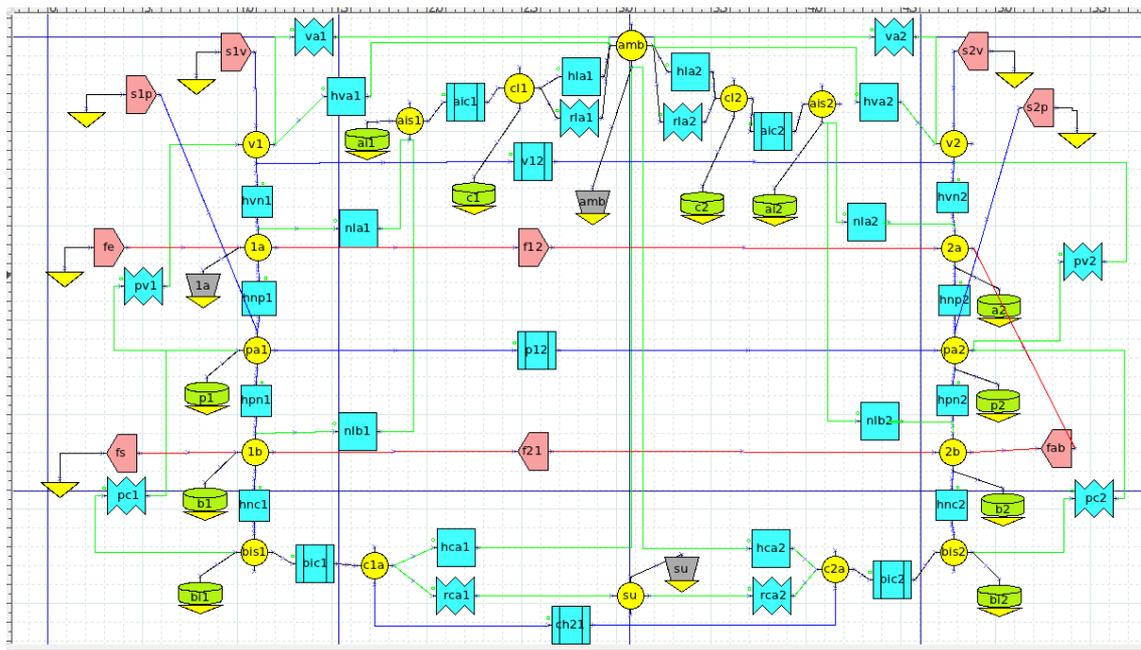


Figura 3: Diagrama Día.

NOMBRE	ÍCONO
Nodo de Temperatura	
Resistencia Conductiva	
Resistencia Convectiva	
Resistencia Radiativa	
Acumulador de Calor (Masa Térmica)	
Flujo de Calor	
Fuente de Temperatura	

NODOS DE TEMPERATURAS	DETALLE
Tamb	T° Ambiente
Tcl1, Tc12	T° Chapa Lateral
Tais1, Tais2	T° Aislacion Lateral
Tv1, Tv2	T° Cubierta Transparente
T1a, T2a	T° Nodo Aire 1° Paso
Tpa1, Tpa2	T° Placa Absorbadora
T1b, T2b	T° Nodo Aire 2° Paso
Tbia1, Tbia2	T° Aislación Inferior
Tc1a, Tc2a	T° Chapa Inferior
Tsu	T° de Suelo

Tablas 1 y 2: Simbología de los gráficos del Diagrama Día (izquierda) y nomenclatura utilizada para los nodos de temperaturas (derecha).

Para realizar el modelo físico se dividió la cubierta transparente, la placa absorbadora y la base del colector en dos partes, mientras que el aire en el interior del colector se dividió en cuatro volúmenes: dos en el recorrido superior (T1a y T2a) y dos en el recorrido inferior (T1b y T2b), como muestra el listado de la Tabla 2. La temperatura de cada volumen se identificó con un nodo (ver Figura 2) que representa la temperatura de la masa de aire contenida en la mitad de un paso del colector. Se incorporaron dos nodos adicionales para representar la temperatura del aire a la entrada (Tentrada) y a la salida (Tsalida) del colector. La temperatura de entrada del aire es la temperatura exterior, por lo que Tentrada varía a lo largo del día y se modela en SIMUSOL mediante una fuente de temperatura en el nodo inicial "1a" la cual toma los datos horarios de una TABLA.

La temperatura que corresponde al primer nodo “T1a” representa la temperatura media del aire que ha recorrido una distancia equivalente a L/4 metros siendo L es el largo del colector. A los nodos T1a, T2a, T1b y T2b se les asocia una masa térmica correspondiente a la masa de aire que representa cada nodo, idéntica para los cuatro debido a que representan volúmenes de aire semejantes. La masa de aire se calculó como:

$$m_{\text{aire}} [\text{Kg}] = \rho_{\text{aire}} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot A_{\text{transversal}} [\text{m}^2] \cdot \frac{L_{\text{colector}} [\text{m}]}{2} \quad (1)$$

donde  $\rho_{\text{aire}}$  es la densidad del aire a la temperatura media diaria,  $A_{\text{transversal}}$  es el área transversal por dónde circula el aire y  $L_{\text{colector}}$  es la longitud del colector.

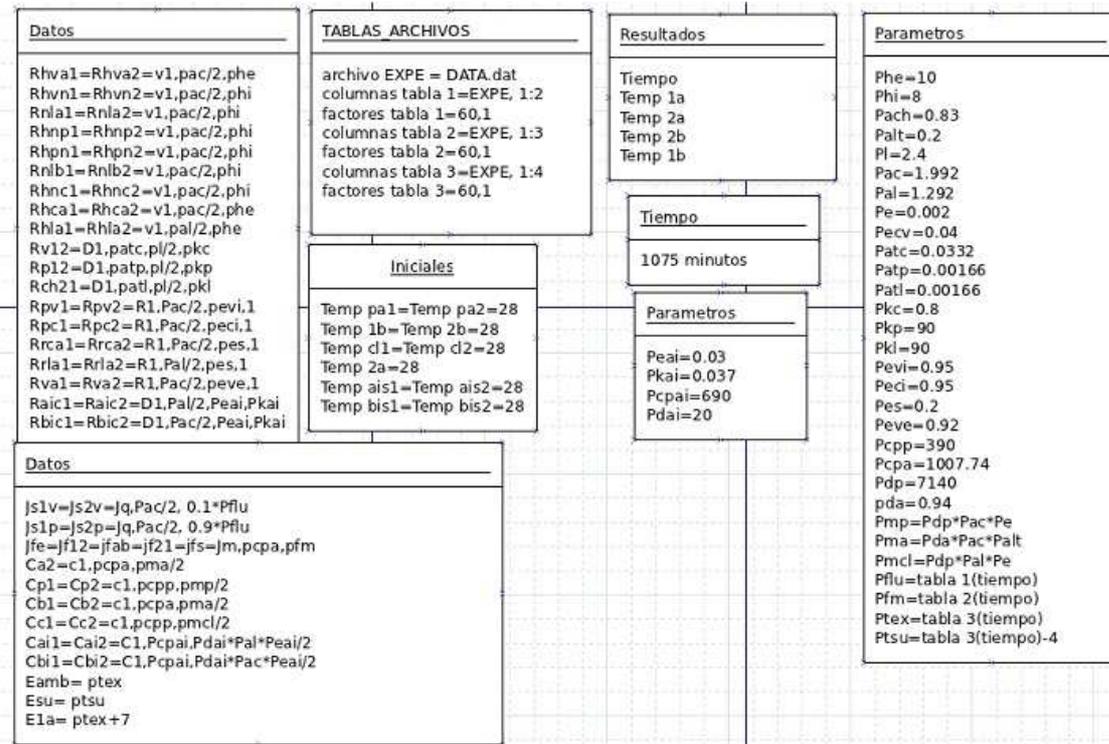


Figura 4: Cuadros del Día

Las hipótesis utilizadas para realizar la simulación son las siguientes:

- En cuanto a la capacidad de absorción de la cubierta transparente de policarbonato alveolar de 4mm, se considera que un 10% de la radiación solar que incide sobre ésta se absorbe y el 90% restante se transmite hacia la placa absorbedora. Los valores horarios de radiación solar se obtuvieron de las mediciones experimentales y se ingresaron en la Tabla 1.
- Se trabaja con un modelo unidimensional, es decir, se considera que la temperatura no varía a lo ancho del colector. La temperatura del aire en cada uno de los nodos dentro del colector se considera constante y homogénea a lo ancho y representa la temperatura media de la masa de aire contenida en la mitad de cada paso.
- Se supone que el colector es estanco por lo que se desprecia la pérdida de aire por infiltraciones que pudieren existir entre el interior del colector y el aire exterior.
- Se considera despreciable la masa de la cubierta transparente (policarbonato alveolar), por lo que no existe acumulación de energía en la cubierta.
- La temperatura de suelo, para el intercambio radiante entre la base inferior del colector y la tierra, se consideró  $4^{\circ}\text{C}$  por debajo de la temperatura ambiente.

Las transferencias de calor consideradas en el modelo se identifican en el diagrama mediante las tres variantes de rectángulos celestes que se muestran en la Tabla 1 (radiativas, convectivas y conductivas) y se detallan a continuación:

Transferencia de Calor hacia arriba de la placa absorbedora:

- Pérdidas por Radiación entre la placa absorbedora y la cubierta transparente: “pv1”, y “pv2”.
- Pérdidas por Convección y Radiación entre la cubierta transparente y el ambiente: “hva1”, “hva2”, “va1” y “va2”.

Transferencia de Calor hacia los laterales:

- Pérdidas por Convección del aire interior de cada paso y la lana de vidrio de los laterales del colector: “nla1”, “nla2”, “nlb1”, y “nlb2”.
- Pérdidas por Conducción entre la lana de vidrio y la chapa de los laterales: “aic1”, y “aic2”.
- Pérdidas por Convección y Radiación entre la chapa de los laterales y el ambiente exterior: “hla1”, “rla1”, “hla2” y “rla2”.

Transferencia de Calor hacia debajo de la placa absorbedora:

- Pérdidas por Radiación entre la placa absorbedora y la lana de vidrio en la base del colector: “pc1” y “pc2”.
- Pérdidas por Convección entre el aire interior del segundo paso y el aislante de la base del colector: “hnc1” y “hnc2”.
- Pérdidas por Conducción entre el aislante y la chapa en la base del colector: “bic1” y “bic2”.
- Pérdidas por Convección y Radiación entre la base del colector y el suelo exterior: “hca1” y “hca2”, “rca1” y “rca2”.

La temperatura inicial para todos los nodos que conforman el sistema es de 28°C, que es el valor de la temperatura ambiente obtenida experimentalmente al inicio de la experiencia. El tiempo considerado en la simulación es el tiempo de duración de la experiencia durante las horas de sol de los 3 días ensayados alcanzando un total de 1075 minutos.

En la Figura 4 se pueden apreciar los cuadros empleados en el Diagrama Día para la simulación en SIMUSOL. Se cargaron dos cuadros de DATOS para diferenciar las cargas de las resistencias conductivas, convectivas y radiativas del resto de los datos. Las variables de entradas usadas en formato de “Tablas - Archivos” son las siguientes:

- Radiación solar sobre plano del colector (W/m<sup>2</sup>) = “Tabla 1”
- Flujo másico = velocidad de entrada del aire \* Área transversal \* densidad media (Kg/s) = “Tabla 2”
- Temperatura ambiente (°C) = “Tabla 3”
- Temperatura del nodo 1a (°C) = “Tabla 3” + 7°C
- Temperatura de suelo (°C) = “Tabla 3” - 4 (°C)

## RESULTADOS

La Figura 5 muestra la temperatura del aire exterior y la irradiación solar sobre el plano del colector registradas para los días 4,7 y 8 de noviembre de 2011. La velocidad media de viento medida a la entrada del colector fue de 1.14m/s. Se observa que los días fueron calurosos, con temperaturas del aire que alcanzaron los 42°C.

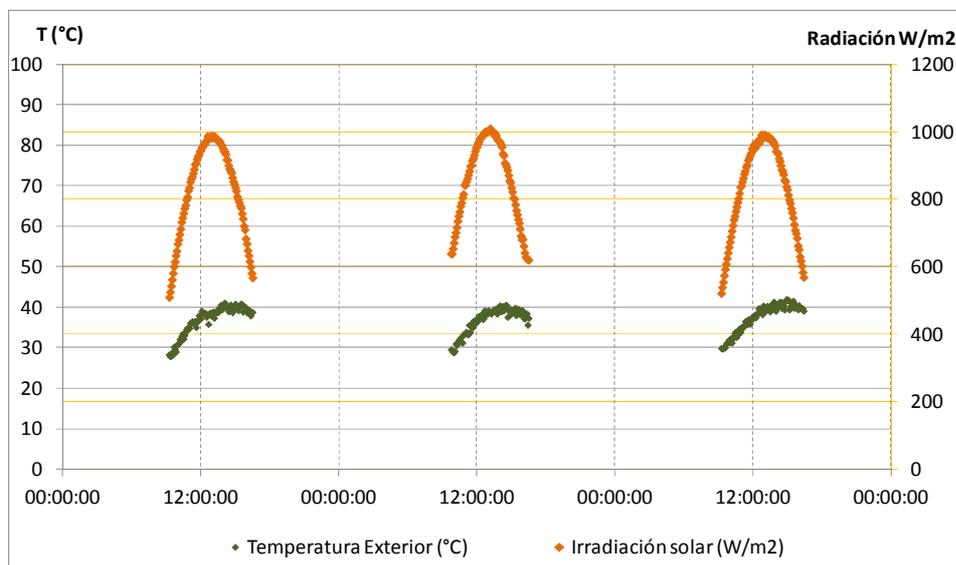


Figura 5. Temperatura del aire exterior e irradiación solar sobre el plano del colector para los días del monitoreo.

En la Figura 6 se muestran los resultados de la simulación en donde cada curva representa la temperatura del aire en un nodo. El comportamiento de la temperatura en cada nodo sigue el mismo patrón de la temperatura del exterior. El máximo de la temperatura de los nodos se presenta al mediodía solar, cuando la radiación solar sobre el plano de colección es máxima. La temperatura en cada nodo aumenta conforme se avanza en el recorrido siendo  $T_{1a} < T_{2a} < T_{2b} < T_{1b}$ .

Los valores promedio de los saltos de temperaturas entre los nodos del primer paso y los nodos del segundo paso son:

$$\Delta T_1 = (T_{1b} - T_{1a}) = 13^\circ\text{C} \quad (2)$$

$$\Delta T_2 = (T_{2a} - T_{2b}) = 2.5^\circ\text{C} \quad (3)$$

También resulta interesante obtener el gradiente de temperatura que experimenta el aire en el primer y el segundo paso según las siguientes expresiones:

$$\Delta T1 / \Delta x = (T1b - T1a) / (L/2) = 13^\circ\text{C} / (L/2) = 26^\circ\text{C} / L \quad (4)$$

$$\Delta T2 / \Delta x = (T2a - T2b) / (L/2) = 2.5^\circ\text{C} / (L/2) = 5^\circ\text{C} / L \quad (5)$$

Donde  $\Delta x$  es la distancia que existe entre dos nodos consecutivos dentro del colector, es decir  $L/2$ .

La simulación muestra que el aire que ingresa al colector experimenta un incremento de temperatura de  $26^\circ\text{C}$  al recorrer el primer paso, mientras que al recorrer la misma distancia en el segundo paso el incremento promedio es de  $5^\circ\text{C}$ . El salto térmico total que experimenta el aire que ingresa al colector es de aproximadamente  $26^\circ\text{C} + 5^\circ\text{C} = 31^\circ\text{C}$ , de los cuales el 83% ocurre en el primer paso. Esto indica que en el segundo paso el incremento de temperatura es significativamente menor que en el primero. Este detalle debe considerarse cuando se evalúan los aspectos económicos, debido a que los costos por la fabricación de un colector de doble paso son mayores a los de uno con simple paso.

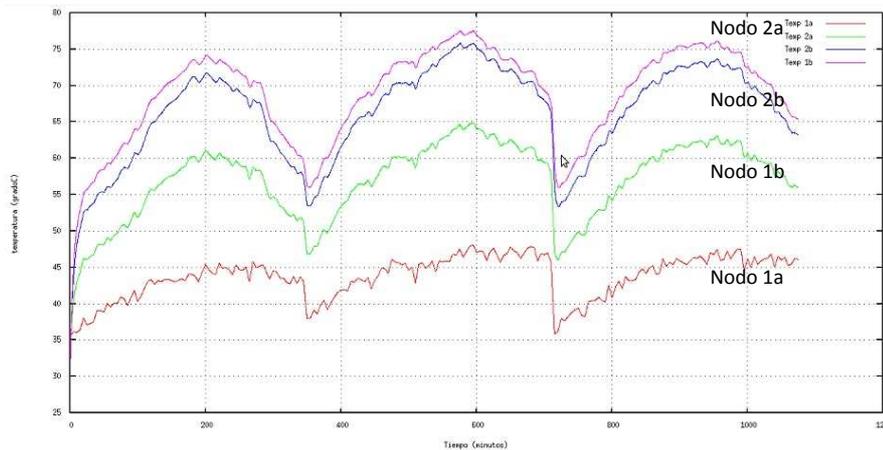


Figura 6: Resultados obtenidos con SIMUSOL para la temperatura de los nodos interiores del colector.

Para analizar el ajuste del modelo se compara en la Figura 7 la temperatura simulada del aire a la salida del colector y la medida experimentalmente. Se observa que el modelo ajusta muy bien al comportamiento experimental del colector, presentando un error medio de  $1^\circ\text{C}$  (3% del salto medio total). Se observa que la temperatura a la salida del colector alcanza los  $78^\circ\text{C}$  al mediodía solar, con mínimos de  $55^\circ\text{C}$  durante los primeros minutos de la mañana y los últimos de la tarde. La eficiencia instantánea máxima medida para este colector fue de 48%, para una temperatura exterior de  $28^\circ\text{C}$  y una irradiación solar sobre el plano del colector de  $543.5 \text{ W/m}^2$ .

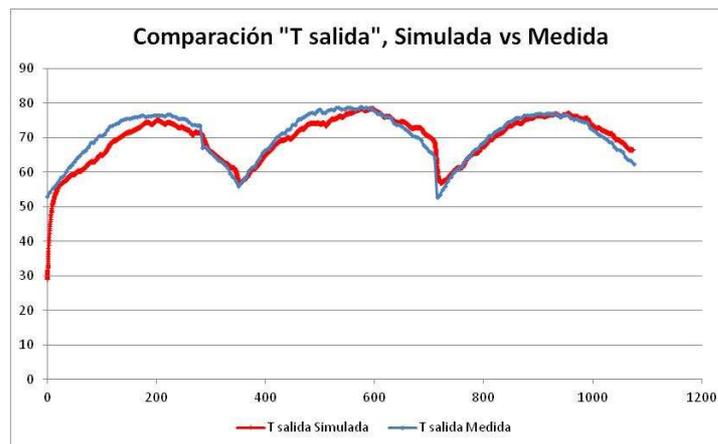


Figura 7: Comparación de los valores simulados y medidos de la temperatura del aire a la salida del colector.

## CONCLUSIONES

El modelo obtenido con SIMUSOL predice con un error promedio de  $1^\circ\text{C}$  la temperatura de salida del colector estudiado. Si bien es posible agregar más nodos interiores para refinar la simulación, se considera que las predicciones ajustan con exactitud aceptable los resultados monitoreados, por lo que no sería necesario un modelo más complejo. Se destaca la flexibilidad del modelo, ya que permite variar fácilmente los parámetros de diseño y dimensionamiento para realizar comparaciones entre diversos equipos colectores de aires. Se puede realizar, por ejemplo, el análisis de sensibilidad de un determinado prototipo respecto de las principales variables que afectan su eficiencia y determinar así el valor óptimo de dicha variable. En un próximo trabajo se prevee analizar el comportamiento térmico del colector en función de la velocidad del aire y el área de colección.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue parcialmente financiado por CIUNSa 1699 y PICTO 2009-0192.

## REFERENCIAS

- Ammari H.D., (2003). A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats, *Renewable Energy* 28, pp. 1597–1615.
- C. Ho, H. Yeh, T. Cheng, T.C. Chen and R. Wang (2009). “The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached”, *Applied Energy*, vol. 86, n.º 9, pp. 1470-1478.
- Condorí M. and L. Saravia. Method to determine the thermal efficiency of an air solar collector using a non-steady model. Eighth World Renewable Energy Congress, August 29 – September 3, 2004. Denver, Colorado. Editado en CD ISBN 008 0444709.
- Condorí M., Echazú, R. y Saravia L. Solar drying of sweet pepper and garlic using the tunnel greenhouse drier. *Renewable Energy* (Pergamon Press), 22 (2000), 447-460, 2000.
- Condorí M., Saravia L. Analytical Model for the performance of the tunnel type greenhouse drier. *Renewable Energy* (Pergamon Press) 28, 2002, 467-485.
- Gunnewiek 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., 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, Sección 3, pp. 75 – 82.
- 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, Sección 3, pp. 133 – 140.
- Kutscher, C. F. (1994). Heat exchange effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates with and without crosswind. *Trans ASME J. Solar Energy Eng.*, 116, pp. 391.
- Kutscher, C. F., Christensen, C. B. and Barker, G. M. (1993). Unglazed transpired solar collector: heat loss theory. *Trans ASME J. Solar Energy Eng.*, 115, pp. 182.
- Leon M., Kumar S. (2007). Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy* 81, pp. 62 –75.
- Mohamad A. (1997). High Efficiency Solar Air Heater, *Solar Energy* Vol. 60, N° 2, pp. 71-76
- Moumimi N., Youcef-Ali S., Moumimi A., Desmons J.Y. (2004). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy* 29, pp. 2053 – 2064.
- Pottler K., Sippel C. M., Beck A., Fricke J. (1999). Optimized Finned Absorber Geometries for Solar Air Heating Collectors, *Solar Energy* Vol. 67, N° 1–3, pp. 35–52,
- Romdhane B. S., (2007). The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer, *Solar Energy* 81, pp. 139 –149.
- Niles, E.J. Carnegie, J.G. Pohl, J.M. Cherne. (1978). Design and performance of an air collector for industrial crop dehydration Original Research Article. *Solar Energy*, Vol. 20, Issue 1, pp 19-23 P.W.
- Ramani B.M, Akhilesh Gupta, Ravi Kumar (2010) Performance of a double pass solar air collector. *Solar Energy* Vol. 84, Issue 11, p. 1929-1937.
- Sogari N., Saravia L., Saravia D., Alia D. Comparacion de los resultados de la simulación del proceso de secado de madera usando los programas Trnsis y SIMUSOL. *Asades* 2005, Vol. 9.
- Saravia, L. Saravia, D. (2005), Manual de SIMUSOL.
- Summers, D. N. (1995). Thermal simulation and economic Assessment of unglazed transpired collectors systems. M. S. Thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison.

## ABSTRACT

This paper shows the simulation of the thermal behavior of a double-pass counter-flow solar air heater collector through the software SIMUSOL. The simulation allows obtaining the distribution of the air temperature at four points inside the collector in the flow direction. The simulated data was adjusted to agree with measured data collected during three days of November at INENCO campus. The tested solar collector has a collection area of 2m<sup>2</sup> and it was oriented towards North with a slope of 35°. The obtained simulation of the air outlet temperature fits the collector model with an average error of 1°C, that is, around a 3% of error in the air temperature rise. Through this study we determined that 83% of the temperature rise is obtained in the first step.

**Keywords:** solar air collector, double-pass collector, solar air collector, double-pass collector, SIMUSOL, thermal efficiency.