

ANÁLISIS TEÓRICO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE

S. Bistoni, A. Iriarte², L. Saravia^{1,2}

INENCO, Catamarca. Facultad de Ciencias Agrarias - UNCa
M. Quiroga 93 - 4700 Catamarca, Argentina. sbistoni@fcasuser.unca.edu.ar

RESUMEN

El secado de productos agrícolas durante el verano o la calefacción de invernaderos durante el invierno son actividades óptimas para el uso de sistemas que empleen energía solar, especialmente colectores de aire, porque requieren de aumentos de temperaturas de pocos grados. A pesar de ello, su uso ha estado restringido por los elevados costos iniciales de las instalaciones convencionales. El presente trabajo describe un modelo numérico que incluye el análisis de la transferencia de calor entre las distintas partes constitutivas del colector, la determinación de temperaturas y la eficiencia del mismo. La resolución del mismo se realiza utilizando el programa SCEPTRE. El sistema fue simulado con las condiciones climáticas típicas de la zona para el período invernal y para validar el modelo teórico se comparó los resultados predichos para la temperatura del aire con los datos experimentales. La desviación promedio de la temperatura del aire a la salida del colector fue de 0,4 con un error relativo promedio de 1,6 para el ajuste. La simulación se utilizó para establecer pautas de diseño y de comportamiento. El modelo matemático demostró ser una herramienta útil para evaluar el rendimiento y optimización del colector de aire. Se describe, además, el diseño y construcción del colector utilizado en la simulación.

Palabras claves: Calefacción invernaderos, secaderos, simulación, transferencia de calor.

INTRODUCCIÓN

Actividades agrícolas, como por ejemplo el secado de productos durante el verano o la calefacción de invernaderos durante el invierno requieren de aumentos de temperaturas de pocos grados, y por lo tanto son óptimas para el uso de sistemas que empleen energía solar. A pesar de la existencia en el mercado de sistemas que permiten integrar o reemplazar fuentes tradicionales de energía con energía solar, su contribución permanece todavía reducida. Una de las causas es el costo inicial que tienen los sistemas solares.

Para el caso particular de la calefacción de invernaderos el uso de colectores de aire puede ser una opción económica y eficiente. Si bien en el pasado su uso ha sido limitado especialmente debido a la baja capacidad calorífica del aire, actualmente existen numerosos diseños que se adaptan satisfactoriamente al problema para el cual han sido desarrollados. En el diseño convencional el aire a calentar pasa sobre o por debajo de una placa absorbidora de radiación. Esta placa puede estar pintada de negro o tener un tratamiento selectivo. En estos colectores el aire calentado y el absorbedor están en contacto directo (convectivo y radiativo) con la cubierta, lo que causa pérdidas considerables de calor. Esto ha restringido su uso para aplicaciones de baja temperatura. Existen numerosos diseños de colectores solares de aire (Garg *et al*, 1992; Bala *et al*, 1994; Ong, 1995; Cruz *et al*, 2002) con el correspondiente análisis de los procesos de transferencia de calor que ocurren.

El presente trabajo describe un modelo numérico térmico – eléctrico que incluye el análisis de la transferencia de calor entre las distintas partes constitutivas de un colector de aire inclinado de plástico, la determinación de temperaturas y la eficiencia del mismo. La resolución de este modelo se realizó mediante el software para resolución de circuitos eléctricos en estado transitorio (SCEPTRE) El sistema fue simulado con las condiciones climáticas típicas de la zona para el período invernal y se comparó los resultados predichos con los datos experimentales para validar el modelo teórico.

Los objetivos de la simulación fueron dos:

1. Calibrar y/o validar un modelo de computadora que pueda ser usado como una herramienta confiable para la simulación.
2. Disponer de una herramienta mediante la cual sea posible realizar una análisis paramétrico sistemático que ayude a establecer pautas sobre diseño o sobre comportamiento.

Así mismo se describe el diseño y construcción del colector solar de aire.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El diseño del colector es modular, realizado con materiales de bajo costo y su armado no requiere de personal especializado. Está formado por una placa de plástico negro apoyada sobre un cañizo sobre el que se colocó un torteado de barro. La cubierta de plástico transparente, apoyada sobre una malla sima de 0,15 x 0,15 m pintada de blanco, forma con la placa absorbidora el conducto por donde circula el aire succionado por un ventilador axial de 1.120 W. El colector está apoyado sobre una estructura de madera e inclinada respecto a la horizontal 40°. Una cortina de plástico cierra la estructura, de tal forma que el aire que queda debajo de la placa hace de aislación, figura 1.

¹ INENCO, U.N. Salta

² Investigador del CONICET

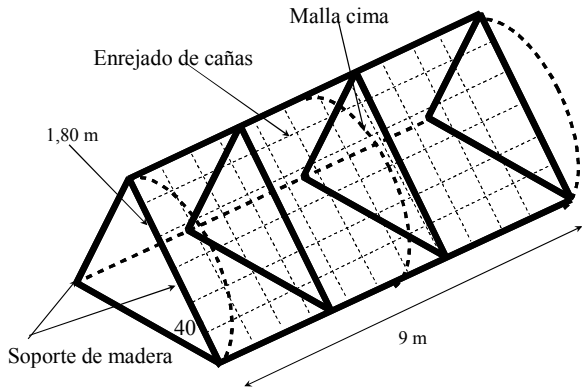


Figura 1. Esquema del colector

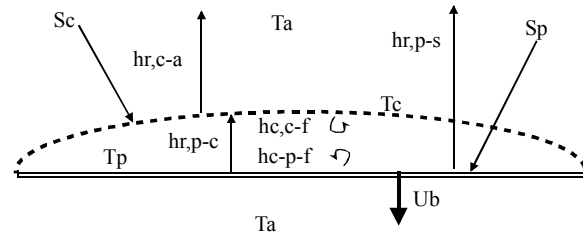


Figura 2. Modelo físico de la transferencia de calor

El aire, a temperatura ambiente, entra directamente por el lado Este del colector. La salida del aire caliente se realiza a través de una tubería de chapa de 0,20 m de diámetro que une la base del colector con la entrada del ventilador. Para la medición de la temperatura se colocaron sensores tipo LM35 distribuidos a lo largo del colector. La radiación solar inclinada se midió con un radiómetro Kipp y Zonen.

ANÁLISIS TEÓRICO

La figura 2 muestra el modelo físico del colector solar. La irradiancia absorbida por la cubierta es $Sc = \alpha_c I$ donde α_c es la absorptividad de la cubierta e I la irradiancia que llega sobre la placa del colector y la absorbida por la placa es $Sp = \tau_c \alpha_p I$; τ_c es la transmisividad de la cubierta y α_p la absorptividad de la placa. Los procesos de transferencia de calor considerados son: procesos convectivos entre el fluido y placa ($hc, p-f$), entre fluido y cubierta ($hc, c-f$) y debido a la convección del viento ($hc, c-a$) por la parte superior y a través de una capa de aire estacionario (Ub) por la base; procesos radiativos entre placas ($hr, p-c$), cubierta y cielo ($hr, c-s$) y entre placa y cielo ($hr, p-s$) debido a que el plástico es semiopaco a la radiación infrarroja. No se consideró la capacitancia térmica del plástico de cubierta ni de la placa absorbidora.

Para el análisis de las transferencias de calor entre las distintas partes del colector se realizó mediante la analogía térmica-eléctrica que permite de un modo sencillo visualizar el intercambio de calor entre superficies. Para la determinación de la red térmica se consideraron cuatro nodos que corresponden a: aire ambiente exterior (T_a), cubierta (T_c), aire interior (T_f) y placa absorbidora (T_p). T_s es la temperatura de cielo, figura 3.

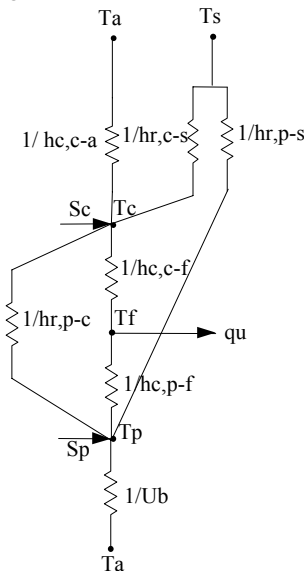


Figura 3. Red térmica representativa de los procesos de transferencia de calor

Eficiencia

La eficiencia instantánea de colección de calor se calculó mediante la ecuación: $\eta = \frac{\dot{m} c_f (T_{fo} - T_a)}{I A_c}$ en donde se tomó como temperatura inicial del aire la temperatura ambiente. A_c es el área de la placa y \dot{m} es el flujo másico de aire [kg s^{-1}].

Eficiencia efectiva

La eficiencia térmica de un colector de aire aumenta cuando aumenta el flujo másico de aire. Sin embargo a mayor flujo mayor pérdida de carga. Por lo tanto conviene tener en cuenta la energía utilizada en el ventilador a la hora de evaluar la eficiencia del sistema. Cortez y Piacentini (1990) proponen utilizar una "eficiencia efectiva" que tiene en cuenta la potencia requerida para mover el aire y está definida por:

$$\eta_{ef} = (q_u - p_m / b) / IA_c$$

donde b es el factor de conversión que tiene en cuenta el grado de conversión de energía mecánica a energía térmica y que para nuestro país tiene el valor de 0,18.

La potencia de bombeo del aire p_m , se obtuvo usando la relación: $p_m = \rho f L V^3 (W + H)$ donde V es la velocidad del aire, ρ la densidad del aire, L la longitud del ducto, W es el ancho, H es el espesor del mismo y $f = 0,059 \text{Re}^{-0,2}$ (Choudhury y Garg, 1993).

MODELO MATEMÁTICO

Ecuaciones del balance de energía

A partir de la red térmica se establecieron las ecuaciones de balance de energía que gobiernan el comportamiento transitorio de las diferentes partes del colector de aire con cubierta de plástico. Las mismas se obtuvieron considerando la conservación de la energía en cada uno de los elementos constitutivos.

$$\text{Para la cubierta de plástico: } \alpha_c I + h_{r,p-c}(T_p - T_c) - h_w(T_c - T_a) - h_{r,c-s}(T_c - T_a) - h_{c,c-f}(T_c - T_f) = 0$$

$$\text{Para el fluido: } m_c \frac{dT_f}{dt} + \frac{m_c}{W} c_f \frac{dT_f}{dx} = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,c-f}(T_c - T_f)$$

$$\text{Para la placa: } \tau_c \alpha_p I - h_{r,c-p}(T_p - T_c) - h_{c,p-f}(T_p - T_f) - U_b(T_p - T_a) - h_{r,p-s}(T_p - T_a) = 0$$

Determinación de los coeficientes de transferencia de calor

- ❖ *Coficiente de transferencia de calor por radiación.* Para la transferencia entre la cubierta y el cielo, referida a la temperatura ambiente, se utilizó la fórmula sugerida por Duffie y Beckman (1991). De acuerdo a estos autores, para una cubierta parcialmente transparente a la radiación infrarroja el coeficiente de transferencia de calor radiativo entre placa y cubierta es:

$$h_{r,p-c} = \sigma \epsilon_p \epsilon_c \frac{(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{1 - \rho_p \rho_c}$$

y entre la placa absorbidora y el cielo debido el coeficiente, referido a la temperatura ambiente:

$$h_{r,p-s} = \frac{\tau_c \epsilon_p \sigma (T_p^4 - T_s^4)}{(1 - \rho_p \rho_c)(T_p - T_a)}$$

- ❖ *Coficiente de transferencia de calor por convección forzada.* Se consideró que la cubierta y la placa son placas paralelas y el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la placa colectora se calculó a través de la ecuación recomendada por Nusselt para la región $10 < L/D_h < 400$ (Ong, 1995):

$$Nu_D = 0,036 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0,055}$$

Como el ducto no es circular se reemplazó el diámetro por el diámetro equivalente. Además como para el colector el valor $L/D < 10$, el Nu_D es mayor al valor del número de Nusselt asociado con la región completamente desarrollada y se calculó a partir de la siguiente expresión:

$$Nu_D = Nu_\infty \left(1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0,7} \right)$$

donde Nu_∞ es el número de Nusselt para regiones completamente desarrollada. (Incropera F., 1999). La misma ecuación se consideró para determinar el coeficiente entre cubierta y fluido.

- ❖ *Transferencia de calor debida a la acción del viento.* El coeficiente de transferencia de calor debido al viento se calculó según la ecuación sugerida por McAdams (1954).
- ❖ *Coefficiente de pérdida desde la parte inferior.* Para este coeficiente se consideró que el aire debajo de la placa está en estado estacionario y se tomó el valor $U_b = 5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

RESOLUCIÓN TEÓRICA

Para resolver el circuito térmico se utilizó el programa SCEPTRE que permite resolver circuitos eléctricos en estado transitorio (Becker D., 1998). Como datos de entrada para la simulación se utilizaron los valores de la radiación global sobre superficie inclinada, velocidad de viento, flujo másico del aire en el colector y temperatura ambiente.

Para mejorar los resultados de la simulación se dividió el colector en módulos y el número óptimo de ellos se determinó fijando la diferencia entre las temperatura de salida para simulaciones con distintos números de módulos no mayor a $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, es decir dentro del error de medición de los sensores de temperatura. De esta forma se determinó que el número óptimo de módulos para el colector en análisis era cuatro.

La temperatura del aire en cada módulo, calculada por el modelo, se comparó con los datos obtenidos experimentalmente. Los valores de la absorptividad, emisividad y transmisividad para las distintas superficie fueron tomadas de valores aceptados generalmente por la bibliografía y no fueron medidos.

RESULTADOS

Calibración del modelo

Para la calibración del modelo se compararon las predicciones teóricas de la temperatura del aire para distintas posiciones a lo largo del colector con los datos experimentales correspondientes a un día de ensayo en donde el flujo másico del aire impulsado por el ventilador fue de $0,35 \text{ kg/s}$. El número de Reynolds para este flujo dentro del colector fue de 19.860 y los coeficientes convectivos, placa – fluido y cubierta - fluido de $6,8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Para los coeficientes radiativos se utilizaron los siguientes valores: $\epsilon_p = 0,8$, $\epsilon_p \cdot \epsilon_c = 0,10$ y $\tau_c \cdot \epsilon_p / (1 - \rho_c \rho_p) = 0,82$. Para el cálculo de la radiación absorbida por la cubierta y la placa se utilizaron los coeficientes $\alpha_c = 0,20$ y $\tau_c \alpha_p = 0,56$ respectivamente.

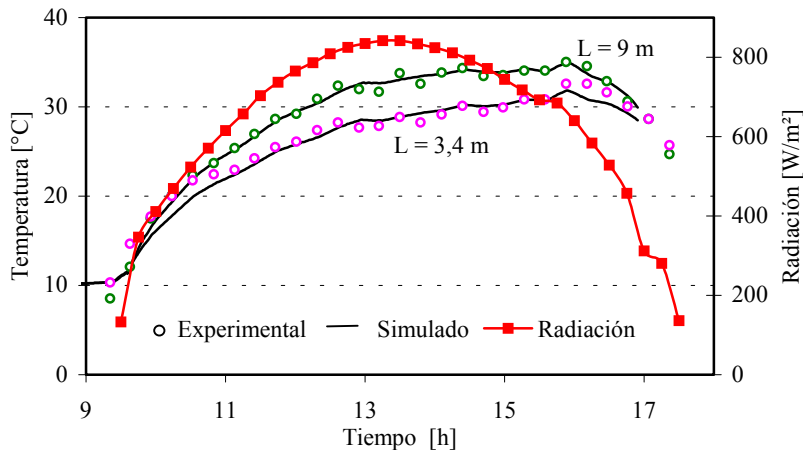


Figura 4. Temperatura del aire experimental y simulado.

Los resultados muestran que los valores calculados por el modelo estuvieron en el orden de los obtenidos de la experiencia, por lo cual no fue necesario modificar ninguno de los coeficientes fijados inicialmente. La desviación promedio de la temperatura del aire a la salida fue de $0,4$ con un error relativo promedio de $1,6 \%$; mientras que a 1 m desde la entrada y debido a la no uniformidad del flujo estos valores fueron de $0,9$ y $3,5 \%$. En la figura 4 se muestra los valores de temperatura del aire simulados y experimentales a una distancia de $L = 3,4 \text{ m}$ y $L = 9 \text{ m}$ desde la entrada al colector, coincidiendo esta última distancia con la salida del colector.

Validación del modelo

La validación del modelo se realizó para cuatro días del mes de junio. Durante dos días se mantuvo el mismo flujo másico utilizado para la calibración y para los otros dos días se varió el flujo de aire $0,47 \text{ kg/s}$ y $0,67 \text{ kg/s}$ respectivamente. Se compararon los valores de la temperatura del aire, experimentales y simulados en distintos puntos a lo largo del colector. Para la

simulación con los caudales de 0,35 kg/s y 0,47 kg/s la desviación promedio fue de 0,8 con un error relativo de 2,4 %. En cuanto a la simulación con los datos obtenidos para el flujo de 0,67 kg/s, los valores experimentales se ajustaron muy bien a los simulados para las temperatura del aire en puntos intermedios del colector: para $L = 3,4$ m fue de 0,5 con un 2,5 % de error relativo y para $L = 5,6$ m la desviación promedio de 0,3 con un error de 1,3. Pero se observa que los valores medidos y calculados de la temperatura del aire a la entrada y a la salida del colector muestran una desviación promedio de 1,5 con un error relativo del 4,5%. Esto se debe a que el flujo en estas zonas no es homogéneo.

Simulación del colector

El modelo de simulación fue usado para investigar el efecto que la velocidad del aire, longitud del colector y separación entre placa y cubierta tienen sobre el rendimiento del colector. La simulación se realizó para un día típico de invierno. Se analizó la influencia de la longitud del colector sobre la temperatura de salida del aire. A tal fin se consideraron los resultados obtenidos para las 13 horas, para una irradiación de 835 W/m^2 y según el diseño del colector construido. En esta situación se advierte que para flujos entre 0,2 kg/s y 0,4 kg/s la temperatura del aire depende fuertemente de la longitud del colector (pendiente de la recta 1) siendo esta variación no tan pronunciada para flujos del orden de 1 kg/s (pendiente de la recta 0,5). Por otro lado si se tiene en cuenta el calor ganado por el colector en función de la longitud, se aprecia que los valores máximos de esta cantidad se obtienen, independientemente del flujo de aire, para aproximadamente una longitud de $L = 16$ m. Este efecto se observa también en la figura 5 donde se grafican las eficiencias del colector para distintos flujos máxicos en función de la longitud del colector.

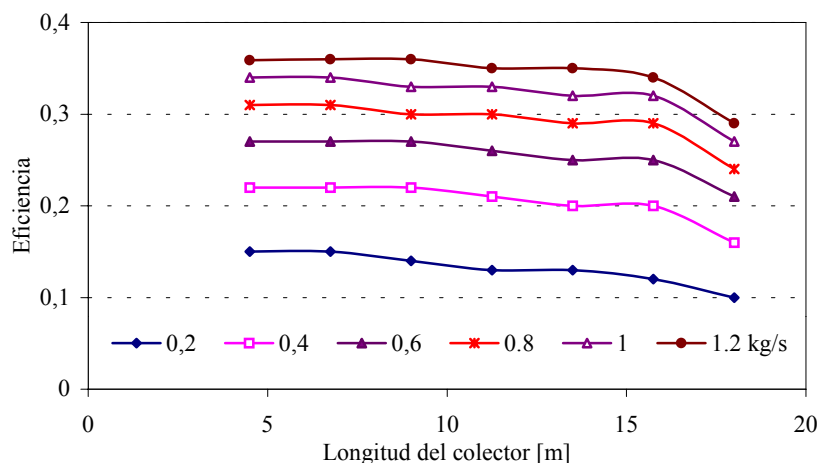


Figura 5. Eficiencias en función de longitud del colector

Se estudió también la influencia del flujo máxico de aire sobre el rendimiento del colector. En este sentido y dado que el aumento en el flujo máxico implica un aumento en la potencia del ventilador se compararon los valores de calor útil ganado por el colector y calor neto ganado por el sistema, colector más ventilador, para una irradiación de 835 W/m^2 y para un colector de 9 m de longitud. Como se aprecia en la figura 6 si bien el calor útil ($Q_{\text{útil}}$) aumenta con el aumento del flujo de aire, también aumenta la potencia necesaria para impulsar el aire y por lo tanto la cantidad neta de calor (Q_{neto}) alcanza un valor máxico para un flujo de 0,65 kg/s, llegando a ser menor que la potencia del motor para caudales superiores a 1,10 kg/s. Si se calcula la eficiencia efectiva del colector para distintos flujos ésta tiene un valor máxico de 0,15 para un flujo de 0,35 kg/s.

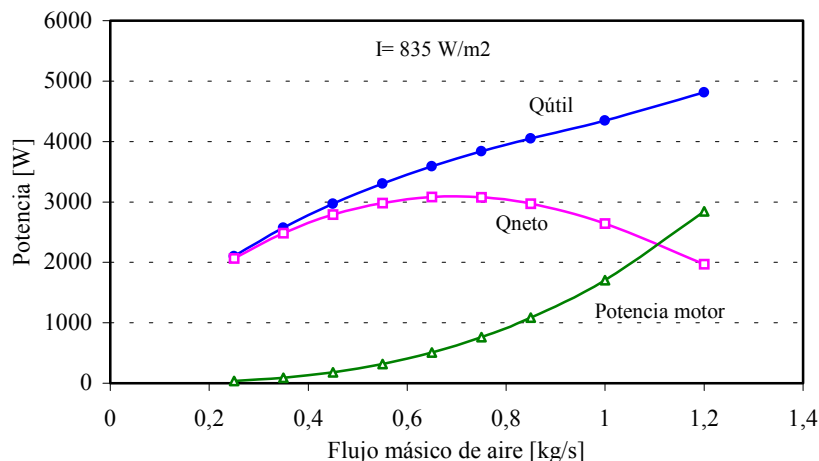


Figura 6. Relación entre calor útil, calor neto y potencia del motor

Por último se analizó la influencia del espaciado placa- cubierta sobre el rendimiento del colector. Como para el modelo se consideró que la sección transversal del ducto era rectangular estas distancias son promedios. La tabla 1 muestra la eficiencia del colector, el calor útil para distintos espaciados y la potencia utilizada por el ventilador para lograr un flujo de 0,35 kg/s. Como era de esperar a menor espaciado se obtiene mayor eficiencia pero también aumenta la pérdida de carga y por lo tanto aumenta la potencia necesaria del ventilador. Si se tiene en cuenta el calor neto ganado por el sistema es evidente que la distancia óptima entre cubierta y placa de 0,20 m.

Distancia placa-cubierta (m)	Eficiencia (%)	Calor útil (W)	Potencia motor (W)	Calor neto (W)
0,10	27	3550	997	2553
0,20	22	2950	131	2819
0,30	18	2500	41	2459
0,40	16	2250	18	2232
0,50	15	2062	10	2052

Tabla 1. Influencia de la distancia cubierta - placa sobre el rendimiento del colector.

CONCLUSIONES

La utilización del software SCEPTRE permite resolver el modelo teórico presentado y predecir el comportamiento del colector de aire sin recurrir a resoluciones numéricas complicadas. Las ecuaciones adoptadas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor si bien corresponden a sistemas horizontales, demostraron ser las apropiadas ya que no fue necesario modificarlas para hacer el ajuste de la temperatura de salida del aire. La simulación permitió establecer valores óptimos para los parámetros de diseño y analizar el comportamiento del sistema. Se destaca la determinación de la máxima longitud compatible con un nivel adecuado de eficiencia.

El diseño propuesto del colector es adecuado para ser utilizado como fuente de calor en los invernaderos debido a que es posible lograr el área necesaria de colección construyendo una batería de los mismos acoplados a un acumulador con lecho de agua. Además es posible construirlos en diferentes lugares sin necesidad de modificar el medio ambiente.

REFERENCIAS

- Bala B. y Woods J., Simulation of the indirect natural Convection Solar Drying of Rough Rice, Solar Energy. Vol 53, N° 3, pp 259-266, 1994.
- Becker D., Extended SCEPTRE, Vol. 1, User 's Manual, 1998.
- Choudhury C. y Garg H.P., Performance of Air- Heating Collectors whit Packed Airflow Passage, Solar Energy, Vol.50 N° 3, pp 205-221, 1993.
- Cortes A.y Piacentini R., Improvement of the Efficiency of a Bare Solar Collector by Means of Turbulence Promoters, Applied Energy, 36, pp 253-261, 1990
- Cruz J. Hammond G., Reis A., Thermal performance of a trapezoidal-shaped solar collector/energy store, Applied Energy 73, pp 195-212, 2002.
- Duffie J. y Beckman W., Solar Engineering of Thermal Processes, 2do Ed., Wiley & Sons, 1991.
- Garg H., Choudhury D y Jha Ranjana, Performance prediction of a hybrid air-to water solar heater, Renewable Energy, Vol.2 N°3, pp 211-218, 1992
- Incropera F. y De Witt D., Fundamentos de Transferencia de Calor, Pearson, 4ta Ed.,1996.
- Mc Adams W., Transmisión de calor, McGraw-Hill, 3ra Ed., 1978.
- Ong,K. S., Thermal Performance of Solar Air Heaters-Experimental Correlation, Solar Energy, Vol 55, N°9, pp 209-220, 1995.
- Ong,K. S., Thermal Performance of Solar Air Heaters-Mathematical Model and Solution Procedure, Solar Energy, Vol 55, N°2, pp 93-109, 1995.

ABSTRACTS: To dry agronomic products during the summer and to heat greenhouses during the winter are adequate activities to use solar energy, specially air collectors, because they require the increment of few degree of temperature. Even so, its use has been limited owing to the high initial costs. The present work describes the design and construction of a solar air collector to heat greenhouses during the winter with inexpensive materials. A numeric model, including the analysis of heat transfer for the collector, temperature and efficiency estimation is presented. The system was simulated under typical climatic conditions for winter period and the air temperature simulated was compared with experimental data to validate the model. The average deviation for out air temperature was 0.4 with an average relative error of 1.6. The simulation was used to establish design and behavior norms. Mathematical model showed to be a useful tool to evaluate solar air collectors.

Keywords: greenhouse heating, dryers, simulation, heat transfer.