

Modelo matemático del comportamiento térmico de un colector solar de placas planas inclinadas para calentamiento de aire

Adriana Lammardo^{*,a}, Miguel Baritto^b

^aUniversidad Nacional Experimental Politécnica de la Fuerza Armada Bolivariana, Coordinación de Ingeniería Mecánica, Caracas, Venezuela.

^bUniversidad Central de Venezuela Escuela de Ingeniería Mecánica, Departamento de Energética, Caracas, Venezuela.

Resumen.-

En este trabajo se presenta un modelo matemático unidimensional que describe el comportamiento térmico de un colector solar de placas planas inclinadas para calentamiento de aire, basado en la simplificación y solución de la ecuación de conservación de energía, y de las relaciones de clausura necesarias para describir los fenómenos de transferencia de calor presentes durante la operación de estos equipos. El modelo planteado permite conocer la distribución espacial y temporal de temperaturas en los elementos que componen un colector solar de placas planas inclinadas. La solución del modelo se obtuvo numéricamente mediante un método de diferencias finitas que llevó a resolver iterativamente un sistema de ecuaciones no lineales y así determinar predicciones razonables acerca del comportamiento de un colector solar de placas planas para el calentamiento de aire.

Palabras clave: Colector solar de placas planas, energía solar, calentamiento de aire.

Mathematical model for describe the thermal behavior of a flat plate solar collector for air heating

Abstract.-

A mathematical model for describe the thermal behavior of a flat plate solar collector for air heating is presented. The model is based on the simplification and solution of the energy conservation equation, and the closure relationships needed to describe heat transfer processes during the operation of these equipments. The suggested model allows to known the spatial and temporal distribution of temperatures in the elements that compose a solar collector of inclined flat plate. The solution of the model was obtained by a finite difference method that led to iteratively solving a system of non-lineal equations, in order to determine reasonable predictions about the behavior of a solar collector of inclined flat plate for air heating.

Keywords: Flat plate solar collector, solar energy, air heating.

Recibido: 24 febrero 2010

Aceptado: 12 noviembre 2010

1. INTRODUCCIÓN

La energía solar se puede transformar en energía térmica, la cual puede emplearse como complemento o sustituto de la energía eléctrica en

ciertas aplicaciones industriales y domesticas. El colector solar de placas planas (CSPP) es el equipo más común utilizado para llevar a cabo dicha transformación, gracias a su sencillez estructural y a su bajo costo de fabricación y mantenimiento (Peuser[1]). Como su nombre indica, un CSPP se encuentra compuesto por dos placas paralelas, con particulares propiedades a la radiación, entre las cuales se establece un flujo de aire para su calentamiento. Por lo general, las placas se

*Autor para correspondencia

Correos-e: adrianalow006@gmail.com (Adriana Lammardo), miguel.baritto@ucv.ve (Miguel Baritto)

encuentran inclinadas respecto de la horizontal con la finalidad de mejorar la captación de la irradiación solar.

El funcionamiento de un CSPP se inicia cuando la radiación solar (de longitud de onda corta) incide sobre la placa o cubierta transparente del colector. Una fracción de esa radiación es reflejada en todas las direcciones y se pierde a los alrededores, otra fracción es absorbida lo que lleva a un aumento de la temperatura de la cubierta, pero la mayor parte es transmitida incidiendo sobre la superficie interna del colector conocida como placa de absorción, lo que produce un aumento en la temperatura de ésta. La placa de absorción emite radiación de longitud de onda larga la cual es reflejada casi en su totalidad por la cubierta transparente y reabsorbida por la placa de absorción, disminuyendo la pérdida de energía térmica hacia el ambiente. Por otro lado, el aire en contacto con la placa de absorción se calienta debido a la convección de calor. El flujo de aire caliente, libre o forzado, puede aprovecharse para distintas aplicaciones. Del principio de funcionamiento de un CSPP se desprende que la adecuada selección de los materiales de los distintos componentes es indispensable. Por ejemplo, el material de la cubierta transparente debe tener una alta transmisividad a la radiación de longitudes de onda corta, mientras que debe ser opaco a radiación de longitudes de onda larga, además de tener baja conductividad térmica para disminuir la pérdida de calor por conducción desde el aire, sin mencionar un bajo peso para consideraciones estructurales. Por otro lado, la placa de absorción debe tener una alta absorptividad en un amplio rango de longitud de onda, con la finalidad de absorber la mayor cantidad de energía solar y de la energía radiante de longitud de onda larga que es emitida por ella misma y reflejada por la cubierta transparente, razón por la cual suele recubrirse de pinturas con propiedades selectivas.

El principio de funcionamiento descrito se extiende a CSPP de configuraciones más complejas. Estos dispositivos pueden clasificarse según el número de pasos de calentamiento en CSPP de paso simple o de paso múltiple; y según el número de canales de flujo en CSPP de un canal o de varios

canales. Entre los tipos más comunes de CSPP se tienen las diferentes combinaciones de paso simple, un canal, paso doble, dos canales (Forson [2]; Forson [3]). La operación de un colector solar depende de las condiciones climáticas, y se ve limitada a aquellas horas donde es posible aprovechar la radiación solar. Con la finalidad de extender el periodo de funcionamiento durante un día, es posible incorporar elementos que almacenan energía, los cuales fungen como sumideros de la radiación solar durante las horas del día, y como fuentes o emisores de energía durante la noche (Kreith [4]), así como también evitan el daño por congelamiento en la superficie externa del colector durante la noche en regiones del planeta donde las condiciones climáticas son propicias para ello (Tang [5]).

En aplicaciones que involucran secado de productos orgánicos e industriales, el colector solar de placa plana para calentamiento de aire ha tenido un uso extendido a nivel mundial debido a que resulta ser más eficiente que el secado a la intemperie y presenta costos de operación menores a los secadores mecánicos, y es preferido sobre los colectores que utilizan agua como fluido de trabajo dado su bajo riesgo a la corrosión (Jain [6]; Gupta [7]). Esta aplicación ha impulsado en la última década el estudio de CSPP, sobre todo en países que no cuentan con fuentes tradicionales de energía. En ese sentido Pangavhane [8] diseñaron un CSPP con chimenea para el secado de uvas, logrando aumentar la temperatura del aire a unos 55° C, y lograron eficiencias de entre 0,26 y 0,65 dependiendo del flujo másico de trabajo.

Forson [3] desarrollaron un modelo matemático para un CSPP horizontal de paso simple y doble canal y lo validaron experimentalmente. El modelo se basó en plantear balances de energía en cada elemento del colector y emplear correlaciones empíricas para convección natural, y es capaz de predecir radiación incidente, coeficientes de transferencia de calor, flujo másico de aire, temperatura y humedad del aire a la salida. Sin embargo se planteó un funcionamiento estacionario del colector y no se consideró un elemento para el almacenamiento de energía.

Jain [9] modelaron el funcionamiento transitorio

de un CSPP inclinado de múltiple paso con almacenamiento de energía, para aplicaciones de secado de granos, logrando predecir, entre otras cosas, la temperatura y humedad de los granos y del aire de secado. Hatami [10] propusieron correlaciones empíricas para el Número de Nusselt en CSSP verticales tanto para canales de flujo como para recintos, siendo información relevante a la hora de cerrar un modelo matemático.

A pesar de los numerosos estudios que se han realizado en esta área, no es posible generalizar los resultados a todos los colectores solares ya que el desempeño de estos dispositivos depende de la intensidad de radiación solar y de las condiciones ambientales, variables de región a región, por lo que la intención de este trabajo fue desarrollar un modelo matemático que permite predecir la distribución de temperatura en cada componente de un CSPP, a partir de datos de radiación solar y condiciones ambientales propias de Venezuela, y de parámetros de diseño tales como separación entre placas, flujo másico y ángulo de inclinación; y de esta manera sentar las bases para el desarrollo de modelos de CSPP en aplicaciones agroindustriales en el país.

2. MODELO MATEMÁTICO

El modelo matemático aquí planteado se basó en balances de energía en cada componente de un CSPP de paso simple y de un canal, sin elemento almacenador de energía; y se encuentra sujeto a las siguientes consideraciones:

1. El colector solar opera bajo condiciones estacionarias.
2. La temperatura del aire solamente varía en la dirección del flujo, paralelo a las placas.
3. Se desprecia la conducción de calor a través de las placas.
4. Se considera que el colector solar en su parte posterior y en sus laterales está perfectamente aislado.
5. Solo se considera el funcionamiento del colector para las horas en que se tenga luz solar.
6. No se toma en cuenta la humedad que tiene el aire (fluido de operación), es decir, se está considerando el fluido como aire seco.

2.1. Cálculo de la radiación solar sobre la superficie inclinada

El cálculo de la irradiación solar que incide sobre la superficie inclinada del colector se obtiene a partir del conocimiento (medición) de la irradiación solar que incide sobre una superficie horizontal que estuviera ubicada en la misma posición geográfica que la superficie inclinada.

La irradiación solar total sobre una superficie inclinada (H_I), a cualquier hora y día, viene dado por la ecuación (1) (Liu [11]), donde H_b y H_d son la radiación solar directa y difusa respectivamente.

$$= H_b R_b + H_d \frac{1 + \cos(\beta)}{2} + (H_b + h_d) \frac{(1 - \cos(\beta))\rho}{2}. \quad (1)$$

Liu [11] recomiendan que se tomen los valores de la reflectividad del suelo como 0,2 cuando no hay nieve, y 0,7 cuando existe una cubierta de nieve. Duffie y Beckman [15] presentan una metodología detallada para la estimación de H_b y H_d .

2.2. Balances de energía en el CSSP

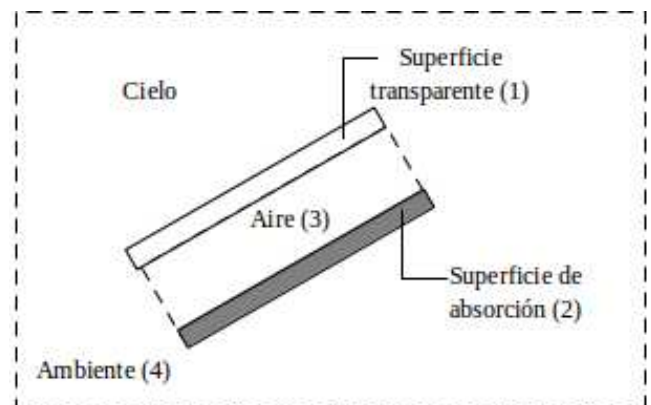


Figura 1: Nomenclatura de Componentes de CSPP

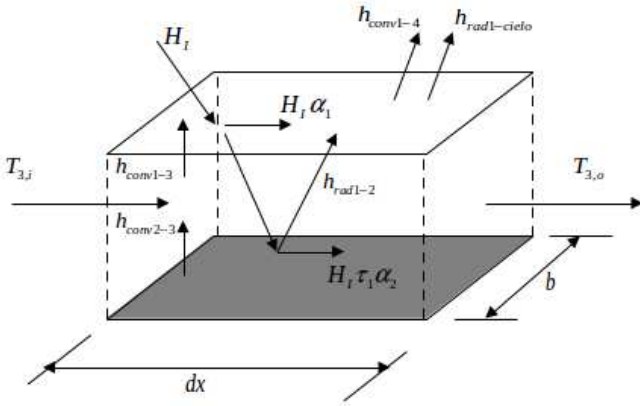


Figura 2: Esquema de los procesos de transferencia de calor en una sección de longitud diferencial de un CSPP

En la Figura 1 se muestra un corte transversal del CSSP, donde se indica la nomenclatura empleada en las ecuaciones (2), (3) y (4). El modelo matemático se encuentra conformado por un balance de energía en cada componente del CSSP, de acuerdo al volumen de control mostrado en la Figura 2.

El balance de energía correspondiente a cada componente del CSPP se muestra a continuación.

Superficie Transparente

$$\begin{aligned} & H_I \alpha_1 + h_{rad\ 1-2}(T_2 - T_1) \\ & + H_{conv\ 1-3}(T_3 - T_1) \\ & = H_{rad\ 1-cielo}(T_1 - T_{cielo}) \\ & + h_{conv\ 1-4}(T_1 - T_4) \end{aligned} \quad (2)$$

Flujo de Aire

$$\begin{aligned} & h_{conv\ 1-3}(T_1 - T_3)bdx \\ & + h_{conv\ 3-2}(T_2 - T_3)bdx = mC_p \frac{dT_{aire}}{dx}dx \end{aligned} \quad (3)$$

donde bdx es el área de transferencia de calor y $m = V\rho A_c$ es el flujo másico de aire.

Superficie de absorción

$$H_I \tau_1 \alpha_2 = h_{rad\ 1-2}(T_2 - T_1) + H_{conv\ 3-2}(T_2 - T_3). \quad (4)$$

2.3. Coeficientes de transferencia de calor

El coeficiente de radiación entre la superficie de absorción y la superficie transparente ($h_{rad\ 1-2}$) se calcula mediante la ecuación (5), considerando

que ambas placas son opacas y grises a la radiación de longitud de onda larga.

$$h_{rad\ 1-2} = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{1/\epsilon_2 + 1/\epsilon_1 - 1}. \quad (5)$$

El coeficiente de radiación entre el cielo y la superficie transparente ($h_{rad\ 1-cielo}$) se calcula mediante la ecuación (6), ya que el cielo se considera un cuerpo negro y la superficie transparente como un cuerpo gris para radiación de longitud de onda larga.

$$h_{rad\ 1-cielo} = \sigma\epsilon_1(T_1^2 + T_{cielo}^2)(T_1 + T_{cielo}). \quad (6)$$

En la ecuación anterior la temperatura efectiva del cielo (T_{cielo}) viene dada por la siguiente expresión desarrollada por Whillier [12]

$$T_{cielo} = T_4 - 6^\circ C. \quad (7)$$

El coeficiente de convección entre las superficies y el aire ($h_{conv\ 1-2}$) y $h_{conv\ 2-3}$ se calcula a partir de correlaciones para el número de Nusselt. Para flujos másicos de aire y dimensiones como las aquí consideradas, el efecto de la convección forzada es despreciable (Hollands [13]) y por ello se utilizan correlaciones para convección libre (ecuación 8). Para este caso en particular, las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura promedio de las superficies. Conocido el número de Nusselt, el coeficiente de convección se calcula mediante de la ecuación (9), siendo $L = d_e$, la separación entre las placas.

$$\begin{aligned} Nu_L = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \beta} \right]^* \\ \left[1 - \frac{1708(\sin(1,8\beta))^{1,6}}{Ra_L \cos \beta} \right] \\ + \left[\left(\frac{Ra_L \cos \beta}{5830} \right) - 1 \right]^*, \end{aligned} \quad (8)$$

donde la notación $*$ indica que el término se anula si es negativo.

$$Nu_L = \frac{h_c l}{k}. \quad (9)$$

El coeficiente de convección entre la superficie transparente y el aire ambiente, externo al colector, se determina a partir de la ecuación (10), desarrollada por Watmuff [14].

$$h_{conv\ 1,4} = 2,8 + 3,0 V, \quad (10)$$

donde V es la velocidad del viento en m/s .

2.4. Propiedades del aire

Tiwari [15], desarrolló expresiones para el calor específico (C_f), la conductividad térmica (K_f), la difusividad térmica (α_f), la viscosidad cinemática (ν_f) y la densidad (ρ_f) del aire. Las ecuaciones (10) a (14) permiten obtener las propiedades antes mencionadas en unidades del sistema internacional, siendo T_f la temperatura del aire en Celsius.

$$C_f = 999,2 + 0,1434T_f + 1,101 \times 10^{-4}T_f^2 - 6,7581 \times 10^{-8}T_f^3 \quad (11)$$

$$K_f = 0,0244 + 0,6773 \times 10^{-4}T_f \quad (12)$$

$$\alpha_f = 7,7255 \times 10^{-10}T_f^{1,83} \quad (13)$$

$$\nu_f = (0,1284 + 0,00105T_f) \times 10^{-4} \quad (14)$$

$$\rho_f = \frac{353,44}{T_f + 273,15} \quad (15)$$

Adicionalmente, se requiere del coeficiente de expansión volumétrica del aire (β_f), que al ser considerado un gas ideal, puede calcularse como

$$\beta_f = \frac{1}{T_f + 273,15}. \quad (16)$$

2.5. Método de Solución

El modelo matemático está compuesto por las ecuaciones (2), (3) y (4), que constituyen un sistema de ecuaciones diferenciales-algebraicas para T_1 , T_2 y T_3 . En el método de solución del sistema se consideró que el colector está dividido en secciones de igual longitud en la dirección del flujo de aire, en donde cada sección recibe aire caliente de la sección previa y entrega aire a mayor temperatura a la siguiente sección. En cada sección ambas superficies se consideran isotérmicas y la derivada de la temperatura se aproximó como diferencias finitas según

$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta x}. \quad (17)$$

De esta manera, se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas que debe resolverse para

cada división. Dicho sistema se considera de la forma $AX = b$, donde la matriz A representa los coeficientes de convección y radiación, los cuales dependen directamente de la temperatura del aire y de las superficies, por lo que se llevó a cabo un proceso iterativo para resolver el sistema. En ese sentido, en la i -ésima sección se asigna un valor de temperatura a las superficies transparente y de absorción, y un valor de temperatura del aire a la salida de la sección, mientras que la temperatura del aire a la entrada corresponde a la temperatura del aire a la salida de la sección $(i - 1)$ -ésima. Con estos valores de temperaturas se calcula la matriz de coeficientes del sistema de ecuaciones y se resuelve el mismo, comparándose la solución con los valores supuestos. Si no se satisface cierta tolerancia al error, se repite el procedimiento con nuevos valores supuestos. La metodología se repite en cada sección hasta completar la totalidad del colector.

3. CASO DE ESTUDIO

Con la finalidad de observar la respuesta del modelo propuesto, se analizó un CSPP de 3 metros de longitud y 1 metro de ancho, con ángulos de inclinación de 0° y de 60° , manejando un flujo másico de aire de $0,028 \text{ kg/s}$, y con $0,08 \text{ m}$ de separación entre placas. Se consideró el tiempo de exposición del CSPP a la radiación solar entre las 7 horas y las 17 horas 30 minutos, aproximadamente, del día 29 de septiembre de 2008, y la ubicación considerada fue en La Florida, Caracas a $10^\circ 30' 51''$ de Latitud Norte, y $66^\circ 54' 1''$ de Longitud Oeste. Mediciones de irradiación solar sobre una superficie horizontal, de temperatura ambiente y de velocidad del viento en diferentes horas del día mencionado y en la ubicación antes señalada, fueron proporcionadas por un servicio meteorológico de la ciudad de Caracas.

Se fijaron propiedades a la radiación de materiales típicos empleados en este tipo de aplicaciones. Para la superficie transparente se asignaron las propiedades del policarbonato compacto, mientras que para la superficie de absorción se utilizaron

Tabla 1: Propiedades a la radiación de los componentes del CSPP estudiado.

Componente	Material	Absortividad	Reflectividad	Transmisividad	Emisividad
Superficie Transparente	Polycarbonato Compacto	0,08	0,14	0,78	0,89
Superficie de Absorción	Lamina de Metal, Pintada de Negro	0,96	0,00	0,04	0,96

las propiedades de aluminio pintado con pintura negra comercial. Los valores de las propiedades se muestran en la Tabla 1, notando que para la superficie transparente corresponden a una longitud de onda de $0,3 \mu\text{m}$, a excepción de la emisividad que corresponde a $2,5 \mu\text{m}$; mientras que para la superficie de absorción se muestran los valores totales.

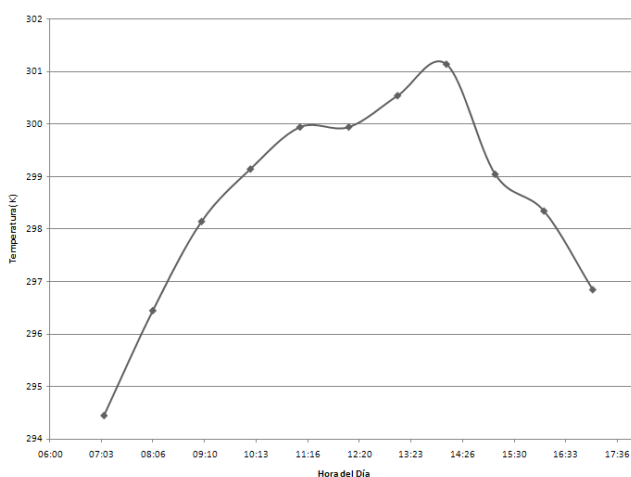


Figura 3: Temperatura ambiente vs hora del día

Los valores de temperatura ambiente y de la velocidad del viento, en diferentes horas del día, se muestran en la Figuras 3 y 4 respectivamente.

En la Figura 5, se observa que la irradiación solar sobre la superficie inclinada del colector varía dependiendo del ángulo de inclinación que se considere. Comparando los valores de radiación para los diferentes ángulos de inclinación se observa que para el menor ángulo existe una mayor incidencia de irradiación solar sobre la superficie. La diferencia entre la irradiación incidente, para ambos ángulos de inclinación, es mayor en las primeras horas del día mientras que en las últimas horas de la tarde esta diferencia es muy pequeña.

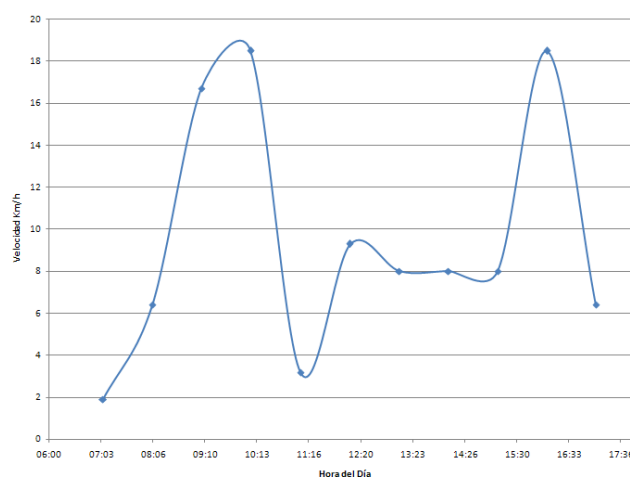


Figura 4: Velocidad del viento vs hora del día

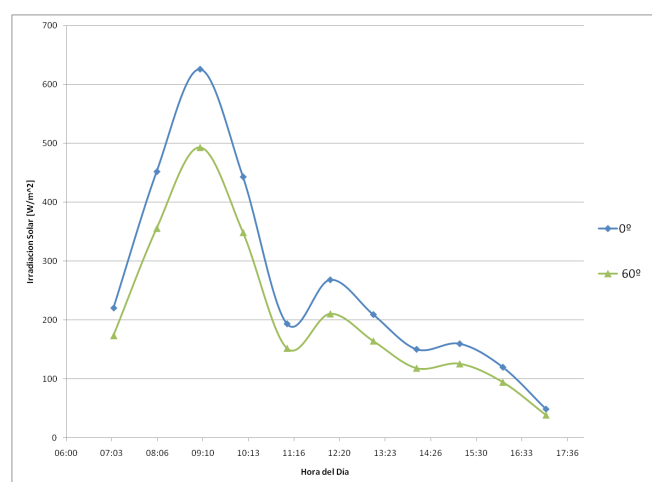


Figura 5: Irradiación solar sobre la superficie del CSPP vs hora del día, a diferentes ángulos de inclinación

Este fenómeno se debe al efecto de sombra: a partir de las 13 horas la posición relativa entre el sol y el colector pierde influencia en la irradiación incidente sobre éste. Para describir la distribución temporal de temperatura se considera que la irradiación solar que incide sobre la superficie del colector, es constante para cada hora del

día, debido a que los cambios en la misma con respecto a periodos cortos de tiempo no son significativos, resolviéndose el modelo para funcionamiento permanente en diferentes horas del día.

4. RESULTADOS

4.1. Temperatura de salida del aire

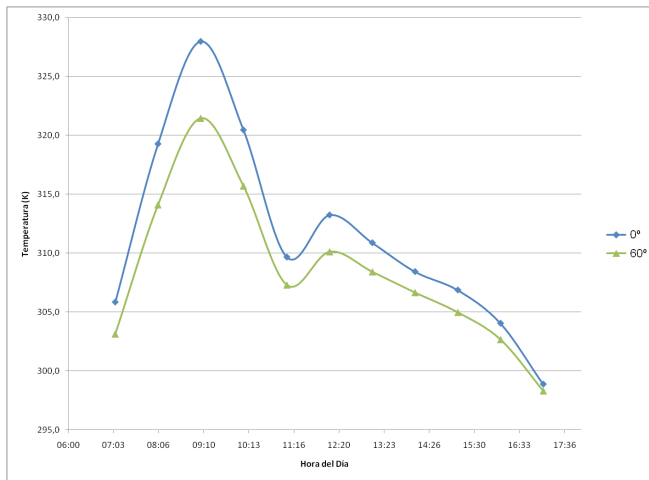


Figura 6: Temperatura de salida del aire vs hora del día

En la Figura 6, se observa que la temperatura del aire es menor hacia las primeras y últimas horas de operación, dada la baja irradiación solar y la ausencia de un elemento para el almacenamiento de energía. Para un ángulo de inclinación menor, la temperatura del aire a la salida es mayor, lo que es congruente con la distribución de irradiación sobre el colector. Al comparar las figuras 5 y 6 se observa que la temperatura de salida del aire sigue la misma tendencia que la irradiación incidente sobre el colector, para ambos ángulos de inclinación, aún cuando la velocidad del viento y la temperatura ambiente tienen sus valores extremos en horas diferentes. Luego se concluye que bajo las condiciones ambientales aquí consideradas, solo el efecto de la irradiación solar es predominante en la temperatura de salida del aire.

4.2. Distribución espacial de temperatura

En la Figura 7, se muestra la distribución espacial de temperatura para un ángulo de inclinación de 60° correspondiente a las 9 horas

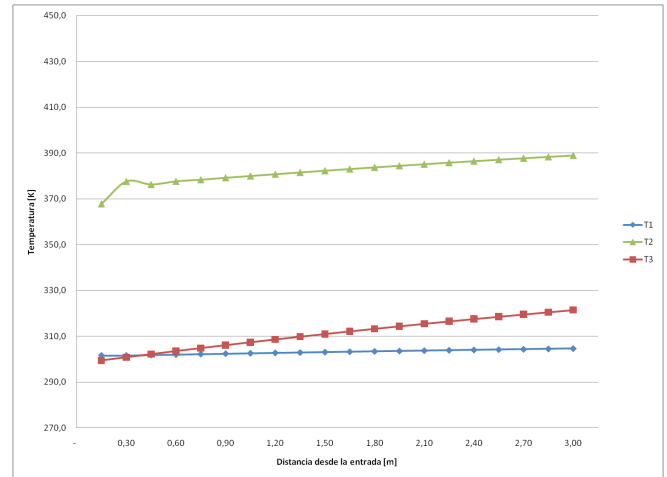


Figura 7: Distribución espacial de temperatura a 60° de inclinación. 9 h, 10 min

10 minutos, hora en la cual la temperatura de salida del aire es máxima. Se observa que la distribución en cada componente, incluyendo el aire, sigue una tendencia prácticamente lineal en casi la totalidad de la longitud del colector. La máxima diferencia de temperatura en la superficie de absorción es de unas 20 unidades, mientras que en la superficie transparente es de unas 8 unidades, verificándose que ambas superficies no son isotérmicas. En la mayor parte del colector se verifica que la temperatura de la superficie de absorción es mayor a la del aire, y ésta a su vez es mayor a la de la superficie transparente, a excepción de los primeros 30 cm, donde la baja temperatura ambiente (temperatura del aire a la entrada del colector) prácticamente se equilibra con la temperatura de la placa transparente.

La eficiencia del colector solar (η) se calcula como la razón entre el calor útil, transferido al aire, y la irradiación solar absorbida por la placa de absorción

$$\eta = \frac{m_i C_p (T_o - T_i)}{\tau_1 \alpha_2 H_I A} \quad (18)$$

En la figura 8, se observa que el hecho de que los mayores cambios de temperatura ocurran alrededor de las 9 horas, no implica que el sistema a esa hora sea más eficiente, debido a que los factores meteorológicos juegan un papel muy importante en las pérdidas de calor hacia el ambiente. La velocidad del viento y la

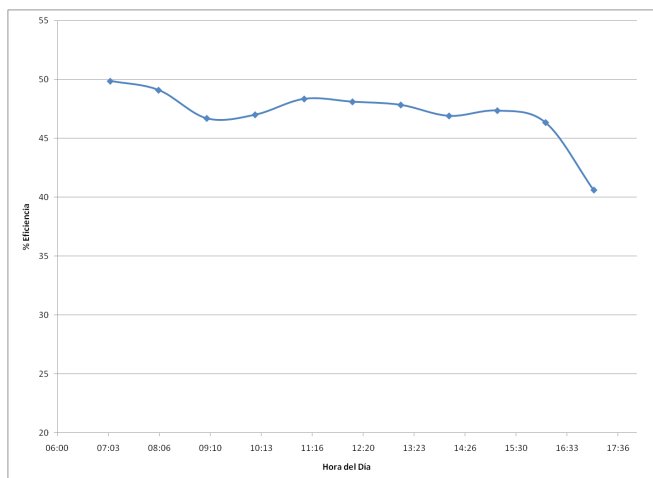


Figura 8: Eficiencia del CSPP a 60° vs hora del día

irradiación solar son independientes entre sí y fue un hecho fortuito que en el día considerado para el estudio los valores máximos de ambas variables se alcanzaron alrededor de la misma hora. Sin embargo se observa que la eficiencia se mantuvo prácticamente constante entre las 12 horas y las 14 horas, aún cuando la velocidad del viento presento variaciones importantes en el mismo periodo.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se planteó un modelo matemático que permite determinar la distribución espacial y temporal de temperaturas en un colector solar de placas planas bajo ciertas condiciones de operación e idealizando algunos aspectos del comportamiento térmico de sus componentes, a partir del conocimiento de datos medibles y estimables como la irradiación solar, temperatura ambiente y velocidad del viento. La aplicación del modelo implica la solución de un sistema de ecuaciones algebraicas-diferenciales, que fue resuelto empleando un método de diferencias finitas que conllevó a la solución de sistemas de ecuaciones algebraicas no lineales a partir de un proceso iterativo.

El modelo planteado fue resuelto considerando condiciones ambientales de una localidad venezolana, encontrándose que describe adecuadamente el comportamiento de un colector solar de placas planas inclinadas en relación a órdenes de

magnitud y tendencias de las temperaturas en sus componentes y en el fluido de operación, así como también, la relación que existe entre estas variables y las condiciones de operación del colector.

Referencias

- [1] Peuser, F. A, Remmers, K. H, Schnauss, M. (2005). "Sistemas Solares Térmicos, Diseño e Instalación". Censolar, España.
- [2] Forson, F.K., Nazha, M.A.A., Akuffo, F.O., Rajakaruna, H. (2007). "Design of Mixed-Mode Natural Convection Solar Crop Dryers: Application of Principles and Rules of Thumb". Renewable Energy. N° 32, p.p 2306-2319.
- [3] Forson, F.K., Nazha, M.A.A., Rajakaruna, H. (2003). "Experimental and Simulation Studies on a Single Pass, Double Duct Solar Air Heater". Energy Conversion and Management. N° 44, p.p 1209-1227.
- [4] Kreider, J., Kreith, F. (1981). "Solar Energy Handbook". Editorial Mc. Graw Hill.
- [5] Tang, R., Sun, Z., Li, Z., Yu, Y., Zhong, H., Xia, C. (2008). "Experimental Investigation on Thermal Performance of Flat Plate Collectors at Night". Energy Conversion and Management. N° 49, p.p 2642-2646.
- [6] Jain, D. (2007). "Modeling the Performance of the Reversed Absorbed with Packed Bed Thermal Storage Natural Convection Solar Crop Dryer". N° 78, p.p 637-647.
- [7] Gupta, M.K., Kaushik, S.C. (2008). "Exergetic Performance Evaluation and Parametric Studies of Solar Air Heater". Energy. N° 33, p.p 1691-1702.
- [8] Pangavhane, D., Sawhney, R.L., Sarsavadia, P.N. (2002). "Design, Development and Performance of a New Natural Convection Solar Dryer". Energy. N° 27, p.p 579- 590.
- [9] Jain, D., Kumar Jain, R. (2004). "Performance Evaluation of an Inclined Multi-Pass Solar Air Heater with In-Built Thermal Storage on Deep-Bed Drying Application". Journal of Food Engineering. N° 65, p.p 497-509.
- [10] Hatami, N., Bahadorinejad, M. (2008). "Experimental Determination of Natural Convection Heat Transfer Coefficient in a Vertical Flat-Plate Solar Air Heater". Solar Energy, N°82, p.p 903-910.
- [11] Liu, B.Y., Jordan, R.C. (1963). "The Long-Term Average Performance of Flat-Plate Solar Energy Collectors". Solar Energy. N°7, p.p 53.
- [12] Whillier, A. (1967). "Low Temperature Engineering Applications of Solar Energy". Ashrae, New York.
- [13] Hollands, K. G. T., Unny, T. E., Konicek, L. (1976). "Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers". Journal of Heat Transfer. N° 98, p.p 1819.
- [14] Watmuff, J. H., Charters, W. W. S., Proctor, D. (1977).

“Solar and wind induced external coefficients for solar collectors”. *Comptes*, N° 2, Vol 56.

- [15] Tiwari, G. N. (2002). “Solar Energy Fundamentals, Design, Modelling and Applications”. Narosa Publishing House, N° 247.