



Modelación de un colector solar para calentamiento de aire

Modelling of a solar collector for air heating

Amadou- Koulibaly
Juan José - González Bayón

Recibido: febrero de 2015
Aprobado: junio 2015

Resumen/Abstract

En este trabajo es desarrollada la modelación de un colector solar plano para calentamiento de aire operado con convección natural. El análisis del colector mediante balances de masa y energía no estacionarios aplicados a cada uno de los elementos componentes del colector permitió desarrollar un programa en Visual Basic que simula el comportamiento dinámico del colector ante variaciones de las condiciones de operación y variaciones de los parámetros de diseño (dimensiones del colector, tipo de material de cubierta y dimensiones, material de la placa absorbadora y sus dimensiones, eficiencia óptica y tipo y espesor de aislamiento). Los resultados muestran que el software puede ser empleado para el diseño de colectores para calentamiento de aire, además de poder ser empleado para obtener las temperaturas de cada componente del colector y el rendimiento térmico instantáneo. El software también ofrece los elementos para determinar la constante de tiempo que caracteriza la dinámica del colector.

Palabras clave: balance energético, calentador solar de aire, colector solar plano,

In this paper the modeling of a flat solar collector for air heating was developed. This collector works with natural convection. The analysis of the collector was made using unsteady mass and energy balances applied to each component of collector. The equations were solved using a Visual Basic code with the target to simulate the dynamics performance of the collector when the operating conditions and the design parameters are modified. The dimensions of the collector, the material and dimensions of the covert, the material and dimensions of the absorber plate, the optic efficiency and the type and thin of the insulator are the fundamentals design parameters that can be varied. The results of the simulation show that the software can be used for the design of collectors for heating air. Additionally, the software permits to determine the temperature of each component, the instantaneous efficiency of the collector and offers the elements to obtain the time constant that characterize collector dynamics.

Key words: flat solar collector, air solar heater, energetic balance.

INTRODUCCIÓN

Los colectores solares encuentran múltiples aplicaciones en sistemas de calentamiento, de secado, de refrigeración, etc. [1]. En los sistemas de secado con energía solar, el colector solar plano para el calentamiento del aire es quizás la parte esencial del sistema. Por tanto, es muy importante para el buen comportamiento del sistema de secado que el colector solar posea un elevado desempeño energético [2,3].

En general, los colectores solares planos son bien conocidos y han sido tratados ampliamente en la bibliografía [4], sin embargo cuando se trata de colectores solares para calentamiento de aire operando por convección natural prácticamente no aparecen trabajos sobre los mismos.

Por otro lado, el abordaje del análisis energético de los colectores solares generalmente se realiza en condición estacionaria [5-7], sin embargo para los colectores operando en convección natural es muy importante considerar condiciones no estacionarias de comportamiento, pues las condiciones de salida se afectan seriamente ante cada variación de la radiación incidente o de las condiciones ambientales. Esta es la razón por la que cada vez más se emplean métodos de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para el análisis y diseño de colectores solares [8-10]. A diferencia de los colectores con tiro forzado donde ante tales variaciones solo cambian la temperatura de entrega del aire del colector, en los colectores de tiro natural se afecta también el flujo de aire [4].

Para el diseño de calentadores solares de aire con tiro natural que satisfagan las demandas de sistemas de secado es muy importante que el colector entregue durante el mayor tiempo posible un flujo de aire dado con una temperatura adecuada y al mismo tiempo que el calentador posea un rendimiento térmico lo mayor posible [11]. Alcanzar tales objetivos es complejo pues el comportamiento del colector depende de múltiples aspectos, del tiro de colector, de las dimensiones, de los materiales empleados, del aislamiento, del ángulo de inclinación con que se instala, de la radiación solar, de las condiciones ambientales, etc.

Por tanto, el objetivo de este artículo es desarrollar un detallado análisis energético de los colectores solares planos de cubierta simple para calentamiento de aire que permita realizar la simulación temporal del colector, de manera que pueda usarse como herramienta por los diseñadores conocer el desempeño del colector ante las variaciones de los diferentes parámetros considerados.

ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL COLECTOR SOLAR PLANO

Como se conoce, el principio de funcionamiento de un colector solar plano con cubierta se basa en que la placa absorbidora posea una gran capacidad de absorción de la energía solar y una baja emisividad, que el medio de transporte sea capaz tomar la mayor cantidad de esa energía del absorbedor y que la cubierta sea capaz de neutralizar la energía infrarroja emitida desde el absorbedor. En la figura 1, se muestra un esquema del colector solar plano que será analizado en el trabajo.

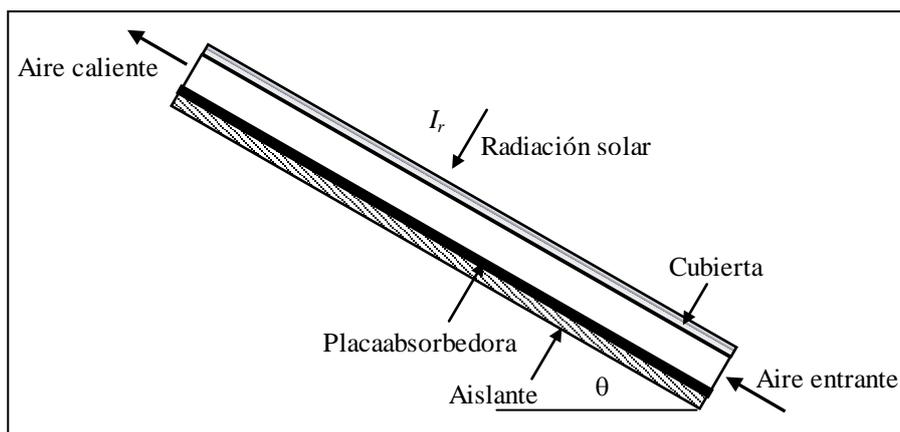


Fig.1. Esquema del calentador solar.

El calor útil (Q_u) del colector, que es aquel ganado por el fluido de trabajo [4], se calcula mediante la ecuación (1):

$$Q_u = \dot{m}_a c_p (T_s - T_e) \quad (1)$$

Donde T_e , T_s son las temperaturas de entrada y salida del fluido al colector, c_p es el calor específico del fluido (aire) y \dot{m}_a es el flujo de aire que circula por el colector. A continuación, se desarrollan los balances de energía en cada uno de los elementos componentes del calentador, a saber, cubierta, placa absorbidora y el fluido (aire). La ecuación general que caracteriza el balance de energía es la primera ley de la termodinámica (ecuación 2), la cual para el caso particular del colector podrá ser expresada como:

$$E_{acum} = E_e - E_s \quad (2)$$

Donde E_{acum} , E_e , E_s son la energía que entra al sistema, la energía que sale del sistema y la energía acumulada en el sistema, respectivamente.

Balance de energía en la cubierta del colector

La cubierta resulta ser prácticamente transparente a la radiación solar, transmitiendo una fracción τ de ésta al interior del captador. La cubierta absorbe energía por dos mecanismos fundamentales: el calor radiado desde la placa absorbidora (Q_{pc}) y el calor ganado por convección del fluido caliente que circula por el interior del colector (Q_{ac}), es decir, ecuación (3):

$$E_e = Q_{pc} + Q_{ac} \quad (3)$$

El calor transferido por radiación hacia la placa es dado por la ecuación (4):

:

$$Q_{pc} = h_{rpc} A_c (T_p - T_c) \quad (4)$$

Siendo h_{rpc} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y vidrio (W/m^2C), A_c el área frontal del cristal y T_p y T_c son las temperaturas de la placa y del cristal, respectivamente. El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta es dado por el coeficiente entre dos placas planas ecuación (5):

$$h_{rpc} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_c}\right) - 1} \approx \frac{4\sigma T_m^3}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_c}\right) - 1} \quad (5)$$

En la ecuación (5), $\sigma=5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$, ε_p y ε_c representan las emisividades de la placa absorbidora y de la cubierta, en tanto T_m (K) representa la temperatura media entre la temperatura de la placa absorbidora y la temperatura de la cubierta. Ver ecuación (6):

$$Q_{ac} = h_{ac} A_c (T_{ai} - T_c) \quad (6)$$

En la ecuación (6), h_{ac} es el coeficiente de transferencia de calor entre el aire en el interior del colector y la cubierta. En el caso valorado en este trabajo el coeficiente de transferencia es por convección natural (su determinación se muestra más adelante). Mientras que T_a y T_c son la temperatura del aire en el interior del colector y la temperatura del cristal, respectivamente

La energía que abandona la cubierta ecuación (7), es dada por dos causas fundamentales la convección hacia el aire exterior (Q_{caext}), ecuación (8), y el calor por radiación hacia el espacio exterior (Q_{rext}).

$$E_s = Q_{caext} + Q_{rext} \quad (7)$$

Dónde:

$$Q_{caext} = h_{ext} A_c (T_c - T_{aext}) \quad (8)$$

La energía que es cedida por convección desde la cubierta es caracterizada por la diferencia de temperatura entre la cubierta T_c y el aire exterior T_{aext} y el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire exterior y la cubierta h_{ext} . Este coeficiente de transferencia de calor es caracterizado esencialmente por la velocidad del viento v_w (m/s) y es dado por la ecuación (9):

:

$$h_{ext} = 5,7 + 3,8v_w \quad (9)$$

La energía pérdida por radiación desde la cubierta es dada por la ecuación (10):

$$Q_{r_{ext}} = h_{r_{ext}} A_c (T_c - T_{a_{ext}}) \quad (10)$$

Donde el coeficiente de intercambio de calor $h_{r_{ext}}$ es calculado según la ecuación (11):

$$h_{r_{pc}} = \frac{\sigma \varepsilon_c (T_c^2 + T_{sky}^2)(T_c + T_{sky})(T_c - T_{sky})}{(T_c - T_{a_{ext}})} \quad (11)$$

Con: $T_{sky} = 0,0552 T_{a_{ext}}^{1,5}$

La energía acumulada en la cubierta es caracterizada por la variación de la energía interna, ecuación (12), es decir:

$$E_{acumc} = M_c c_{vc} \frac{dT_c}{dt} \quad (12)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3, 7 y 12), en la ecuación 2 se obtiene el balance de energía de la cubierta que es dado por la ecuación (13):

$$M_c c_{vc} \frac{dT_c}{dt} = h_{r_{pc}} A_c (T_p - T_c) + h_{ac} A_c (T_{ai} - T_c) - h_{ext} A_c (T_c - T_{a_{ext}}) - h_{r_{pc}} A_c (T_c - T_{a_{ext}}) \quad (13)$$

Balance de energía en la placa colectora

La energía que capta la placa absorbadora del colector es dada por la ecuación (14):

$$E_e = (\tau\alpha) I_r A_p \quad (14)$$

El término $(\tau\alpha)$ es la eficiencia óptica del colector, a veces denotada por la letra η_0 , expresada por el producto de la transmisividad de la cubierta y la absorptividad de la placa, I_r es la intensidad de radiación incidente en el colector (W/m^2) y A_p es el área de la placa.

La energía que es cedida por la placa absorbadora tiene tres componentes, el calor entregado al aire interior, Q_{pai} , el calor que se pierde al ambiente a través del aislamiento del fondo del colector, $Q_{p_{ext}}$ y el calor entregado por radiación directamente a la cubierta del colector Q_{pc} , ecuación (15):

$$E_s = Q_{pai} + Q_{p_{ext}} + Q_{pc} = h_{pai} A_p (T_p - T_{ai}) + U_{bottom} A_p (T_p - T_{ae}) + h_{r_{pc}} A_c (T_p - T_c) \quad (15)$$

siendo h_{pai} el coeficiente de transferencia de calor por convección natural entre el aire interior y la placa, U_{bottom} es el coeficiente global de transferencia entre la placa y el aire exterior a través del aislante que cubre la placa y $h_{r_{pc}}$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta. Este coeficiente es determinado por la ecuación (16), mostrada a continuación:

$$U_{bottom} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{d}{k_{ais}} + R_{p-a}} \quad (16)$$

donde h_{ext} el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aislante y el aire exterior (similar al determinado por la ecuación 9), k_{ais} es el coeficiente de conductividad del calor del aislante, d es el espesor del aislante y R_{p-a} considera la resistencia al paso del calor en el contacto entre la placa absorbadora y el aislante. La energía acumulada en la placa absorbadora es dada por el producto de la capacidad calorífica de la misma ($M_p c_{vp}$) y la variación de la temperatura de la placa (T_p) en el tiempo ecuación (17).

$$E_{acumc} = M_p c_{vp} \frac{dT_p}{dt} \quad (17)$$

Luego de sustituir las ecuaciones (14, 15 y 17) en la ecuación (2) se obtiene balance de energía en la placa absorbidora ecuación (18):

$$M_p c_{vp} \frac{dT_p}{dt} = (\tau\alpha) I_r A_p h_{pai} A_p (T_p - T_{ai}) + U_{bottom} A_p (T_p - T_{ae}) + h_{rpc} A_c (T_p - T_c) \quad (18)$$

Balance en el aire interior del colector

El aire interior se calienta a partir de la energía absorbida por la placa colectora y a su vez éste pierde energía hacia la cubierta del calentador. La energía ganada por el aire interior es dada por la ecuación (19):

$$E_e = \dot{m}_a c_{pa} T_{aext} + h_{pai} A_p (T_p - T_{ai}) \quad (19)$$

El primer término corresponde al flujo de energía que entra al colector con el aire ambiental y el segundo corresponde al calor absorbido por el aire interior de la placa absorbidora. La energía que sale del sistema aire interior es dada por la energía que abandona el colector con el aire más la energía perdida por el aire al ceder calor a la cubierta del colector, vea la ecuación (20):

$$E_s = \dot{m}_a c_{pa} T_s + h_{aic} A_c (T_{ai} - T_c) \quad (20)$$

Siendo h_{aic} el coeficiente de convección natural entre el aire interior y la cubierta.

La energía acumulada en la masa de aire en el interior del colector es dada por la variación de la energía interna del fluido. Considerando que la masa de aire contenida en el colector apenas varía, entonces puede asumirse como el producto de la capacidad calorífica del aire ($M_a c_{va}$) por la variación de la temperatura del aire (T_{ai}) en el tiempo, vea la ecuación (21).

$$E_{acumc} = M_a c_{va} \frac{dT_{ai}}{dt} \quad (21)$$

La ecuación global de balance de energía en el aire interior (ecuación 22), resulta de sustituir las ecuaciones (19, 20 y 21) en la ecuación (2).

$$M_a c_{va} \frac{dT_{ai}}{dt} = \dot{m}_a c_{pa} T_e + h_{pai} A_p (T_p - T_{ai}) - h_{aic} A_c (T_{ai} - T_c) - \dot{m}_a c_{pa} T_s \quad (22)$$

Para simplificar la evaluación del sistema se asume que la temperatura del aire interior es igual a la media entre la temperatura de salida del aire T_s y la temperatura de entrada T_e . El rendimiento del colector se define como la potencia calorífica transmitida a la corriente de fluido, calor útil, en este caso calor transmitido a la corriente de aire, y la potencia que le llega al captador solar en forma de energía solar, ecuación (23).

$$\eta = \frac{Q_u}{\eta_o I_r A} \quad (23)$$

Siendo A el área de captación en m^2 , I_r la radiación total sobre la superficie inclinada del colector en kW/m^2 , η_o eficiencia óptica del colector y Q_u el calor útil (kW) dado por la ecuación (1). El rendimiento también puede ser evaluado por la ecuación (24):

$$\eta = 1 - \frac{Q_{perd}}{\eta_o I_r A} \quad (24)$$

Donde q_{perd} corresponde a las pérdidas de energía del colector.

Coefficientes de transferencia de calor por convección natural

Para determinar los coeficientes de transferencia por convección natural del aire interior con la placa absorbidora y con el vidrio se emplearon las siguientes relaciones:

Número de Grashof ecuación (25),

$$Gr = \beta g L_c^3 (T_s - T_a) / \nu^2 \quad (25)$$

Siendo $\beta=1/T_a$ [K^{-1}] coeficiente de expansión del gas ideal, g aceleración de la gravedad (m/s^2), L_c longitud característica, espacio entre placa y cubierta del colector (m), ν viscosidad cinemática del aire (m^2/s), T_s y T_a corresponden con la temperatura de la superficie y la temperatura del aire (K). Todas las propiedades se calculan con el valor de la temperatura media del aire interior. La diferencia entre la temperatura de la superficie y el aire debe tomarse modular, pues para la transferencia entre el captador y el aire siempre es positiva, pero cuando se trabaje la transferencia entre el aire y la cubierta la misma deberá invertirse para que resulte positiva.

Número de Prandtl. Para este número se empleó un ajuste cuadrático como función de la temperatura del aire ecuación (26).

$$Pr = 0,0000003357059 T_a^2 - 0,000288719 T_a + 0,7364485 \quad (26)$$

Número de Nusselt.

En función del valor del producto $Gr.Pr$ se determina el número de Nusselt (Nu) según la ecuación (27):

$$Nu = 1 + 1,44 \left\{ 1 - \frac{1708(\sin(1,8\theta))^{1,6}}{Gr Pr \cos \theta} \right\} \left\{ 1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \theta} \right\}^+ + \left\{ \left(\frac{Gr Pr \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right\}^+ \quad (27)$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección, dado por la ecuación (28).

$$h = Nu k / L_c \quad (28)$$

Donde k es coeficiente de conductividad térmica del aire (W/mK), el cual se determina según el siguiente ajuste cuadrático (ecuación 29), obtenido con un coeficiente de correlación $R^2=0,99$:

$$k = -2,38 \cdot 10^{-8} T_a^2 + 7,55 \cdot 10^{-5} T_a + 0,0236 \quad (29)$$

Para dar solución al sistema de ecuaciones formado por los balances de energía es necesario conocer el flujo de aire circulante por el calentador, pero a su vez este flujo es dependiente de las condiciones térmicas e hidráulicas del colector. Luego, se requiere de un proceso de tanteo y error que permita determinar las temperaturas de cada componente y el flujo de aire.

En este trabajo se emplea un método explícito, cuya secuencia algorítmica es mostrada en el diagrama de bloques de la figura 2. La fuerza motriz se calcula a partir de la diferencia de densidades entre el fluido caliente interno y el fluido frío exterior.

Formulación de la simulación

El modelo térmico del calentador presentado en las secciones previas fue transportado a un programa computacional desarrollado en Visual Basic. En este programa los parámetros geométricos y las condiciones de operación pueden ser variados, de manera que a través del mismo puede conocerse el comportamiento de los principales parámetros del calentador (entiéndase rendimiento térmico, temperatura de salida del aire, flujo másico de aire) ante la variación de cada uno de ellos.

La simulación permite obtener el comportamiento temporal del calentador ante variaciones de las condiciones de la radiación solar. En la figura 3, se muestra la pantalla de entrada al programa y en ella se ven reflejados los principales datos de las condiciones de diseño y ambientales, observe como los mismos constituyen entradas modificables de acuerdo al interés del usuario. Los datos de la radiación solar en el tiempo son leídos por el programa de un archivo creado por el usuario en Excel de acuerdo a las necesidades del lugar o fecha que se desea simular.

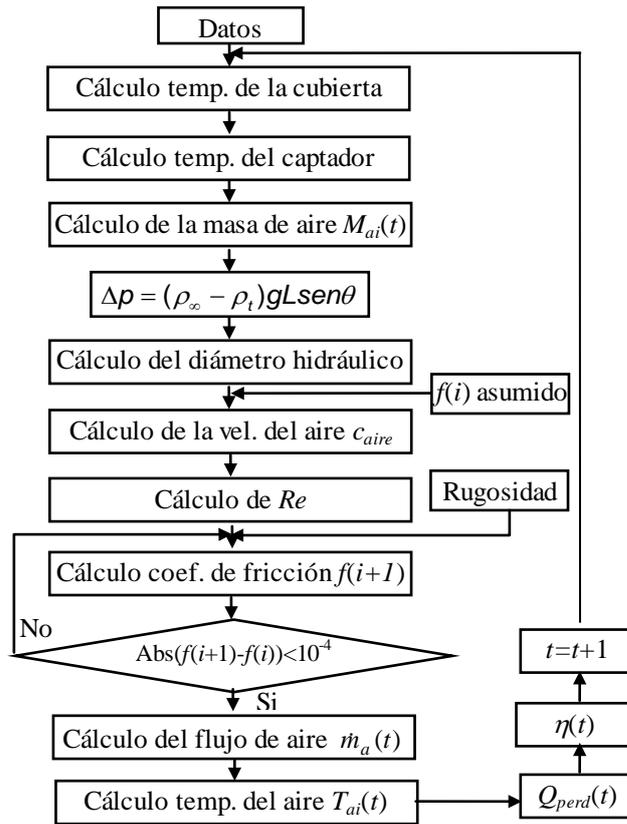


Fig. 2. Diagrama de bloques del algoritmo de cálculo.

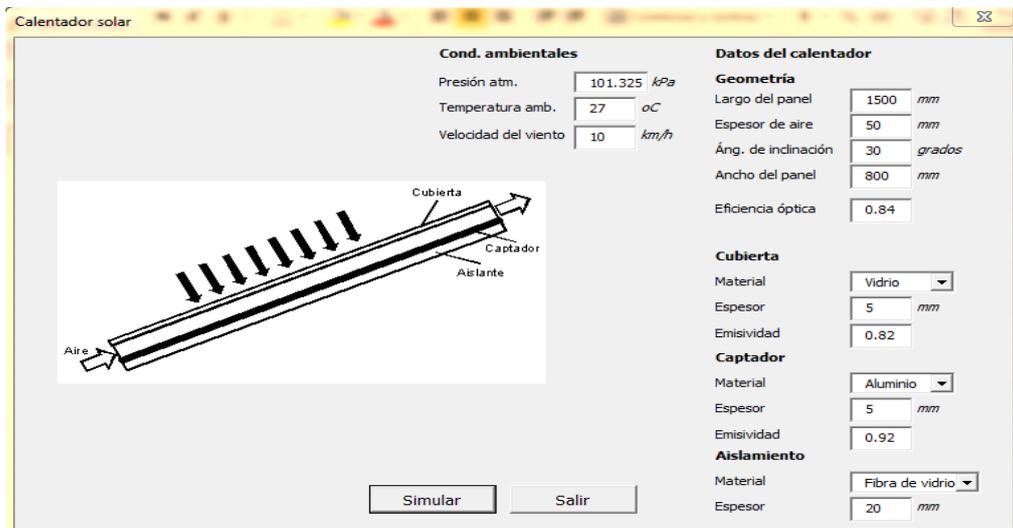


Fig. 3. Pantalla de entrada del simulador.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para este trabajo se emplearon como datos básicos los valores mostrados en las entradas de la figura 3, y además se empleó un flujo radiante constante de 900W/m^2 . La figura 4, muestra el comportamiento de la temperatura de salida del aire, el flujo de aire producido y la eficiencia térmica del colector variando la longitud del secador en el intervalo desde 1 a 3m y el espesor del aire en el intervalo de 25 a 50mm. Se aprecia en los gráficos que la temperatura del aire se incrementa en la medida que el espesor de aire disminuye si se mantiene una longitud de calentador fija, en tanto la temperatura del aire siempre crece con la longitud del calentador. Por su vez, el flujo de aire si bien también se incrementa con el aumento de la longitud del secador, disminuye en la medida que se reduce el espesor de la capa de aire en el calentador. El rendimiento térmico del calentador se reduce con el incremento de la longitud del calentador y con la reducción del espesor de aire, es decir, se comporta de forma inversa a la temperatura del aire. Tal comportamiento indica que las pérdidas del colector son sensibles a la temperatura del sistema, incrementándose con la temperatura y por tanto reduciendo el calor útil.

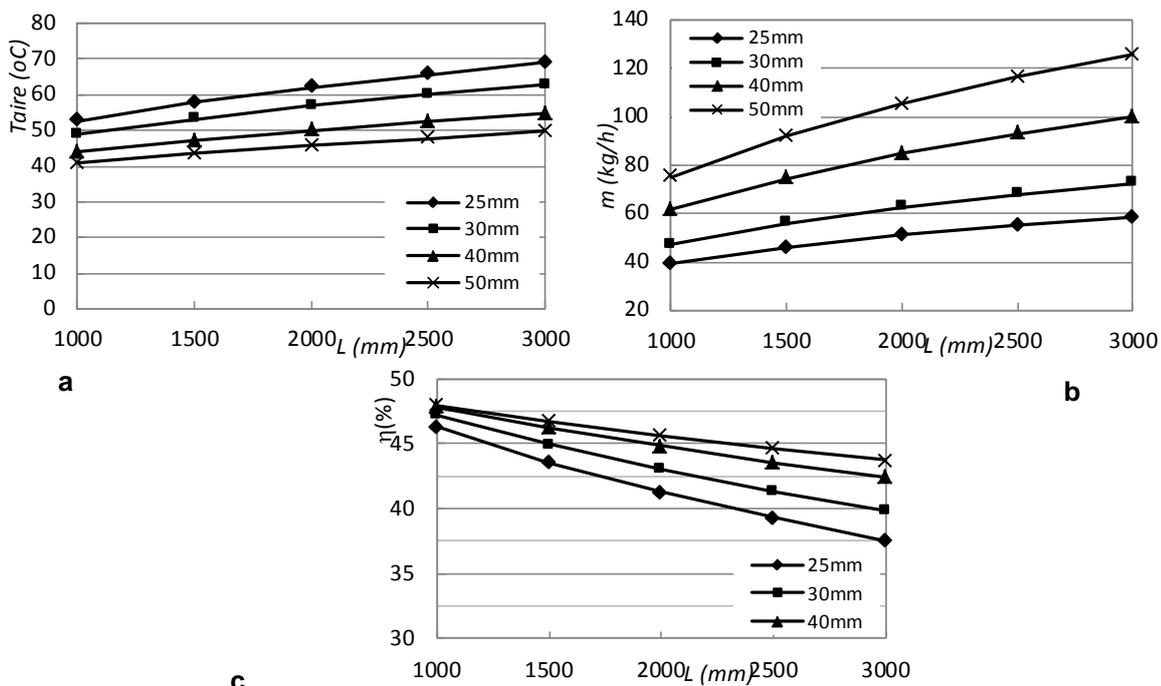


Fig. 4. Comportamiento de a) la temperatura del aire, b) el flujo de aire, c) el rendimiento térmico del colector versus la longitud del calentador para diferentes espesores de aire.

La figura 5, por su parte muestra la influencia del espesor del aislamiento sobre el comportamiento del calentador, apreciándose que en la medida que se incrementa el espesor se eleva la temperatura del aire entregado, aumenta también el flujo de aire y en consecuencia también se eleva el rendimiento térmico, pues los dos componentes básicos del calor útil del calentador aumentan y mientras el flujo radiante que llega al colector se mantiene constante. Los gráficos muestran que la sensibilidad a la variación del espesor del aislamiento es mayor que a los parámetros discutidos anteriormente.

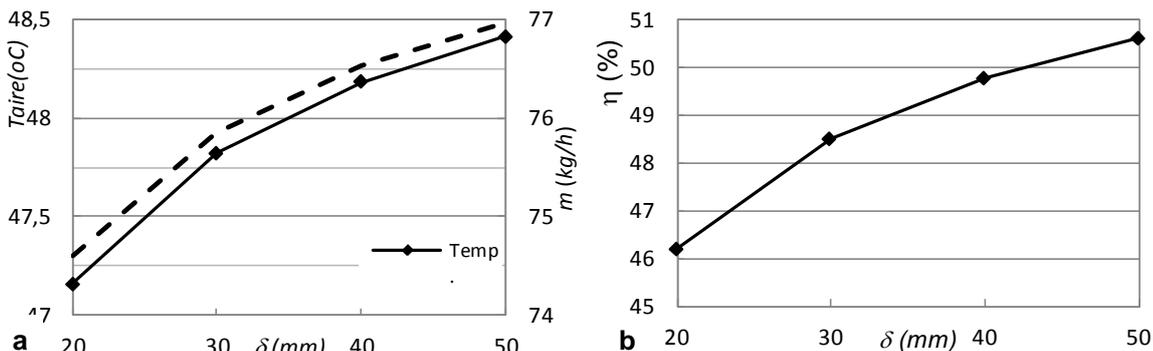


Fig. 5. Comportamiento de a) la temperatura del aire y el flujo de aire, b) el rendimiento térmico del colector versus el espesor del aislamiento.

En la figura 6, se pretende mostrar el comportamiento del colector ante la variación del ángulo de inclinación del mismo. Esta simulación se realiza asumiendo que la entrada de flujo radiante es constante, así las curvas nos indican que en la medida que el ángulo crece aumenta el tiro natural del calentador, lo que se refleja en el crecimiento del flujo másico, como resultado de que más aire circula a través del colector la temperatura que el mismo alcanza se reduce al aumentar el ángulo de inclinación. El rendimiento térmico, sin embargo, sólo mantiene un crecimiento estricto hasta un valor de ángulo donde alcanza un máximo, luego del cual si se continúa incrementando el ángulo el rendimiento comienza a disminuir. Este comportamiento parece deberse a que durante un intervalo de ángulo de inclinación el flujo másico de aire crece en mayor medida que lo que se reduce la temperatura del aire saliente, resultando en un aumento del calor útil y por tanto del rendimiento térmico, pues el calor radiante disponible se ha mantenido constante. Luego del máximo del rendimiento la tasa de crecimiento del flujo másico se reduce, mientras la temperatura continúa cayendo, haciendo que el calor útil comience a disminuir.

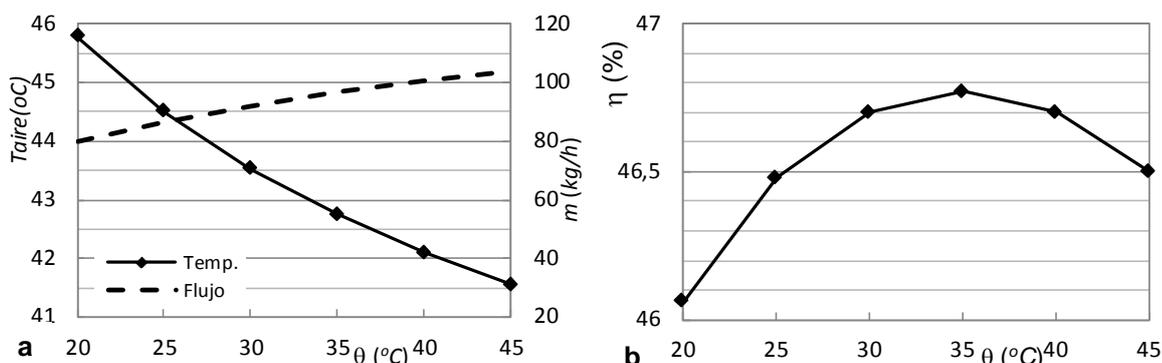
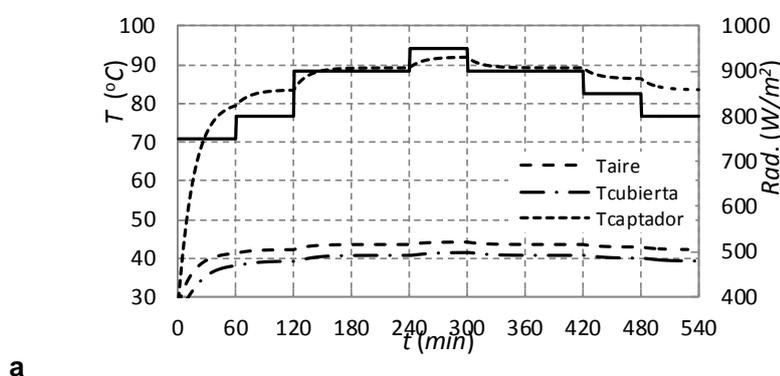


Fig. 6. Comportamiento de a) la temperatura del aire y el flujo de aire, b) el rendimiento térmico del colector versus el ángulo de inclinación del colector.

Finalmente, en la figura 7, se presenta el comportamiento temporal del calentador ante la variación del flujo radiante que alcanza el mismo. Los gráficos han sido construidos para un período de radiación de 9 horas, con valores de flujo radiante variables seleccionados por el usuario para mostrar la respuesta dinámica del colector.



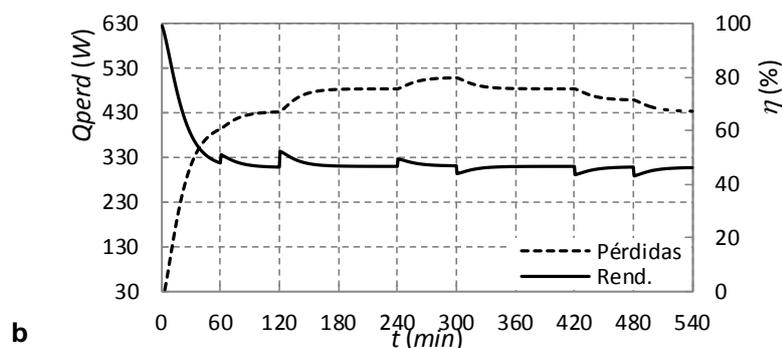


Fig. 7. Comportamiento dinámico del colector a) radiación solar (W/m^2), temperatura de la placa captadora ($^{\circ}C$), temperatura del aire ($^{\circ}C$) y temperatura de la cubierta ($^{\circ}C$), b) pérdidas de calor (W) y rendimiento térmico (%) versus el tiempo (min).

Se aprecia cómo la temperatura del aire sigue las variaciones del flujo radiante con un retraso de tiempo caracterizado por la constante de tiempo del colector, que puede ser determinada de los propios resultados de la simulación. Obsérvese además que el simulador determina el rendimiento instantáneo del calentador, lo que le distingue de otros sistemas que realizan el análisis energético de colectores.

CONCLUSIONES

1. El análisis presentado en este trabajo puede ser empleado en el diseño termodinámico de colectores solares planos para calentamiento de aire, permitiendo establecer los parámetros deseados para obtener el comportamiento deseado del mismo o simplemente teniendo el calentador conocer que se puede esperar de éste.
2. Para el colector plano con movimiento del aire por convección natural en los intervalos estudiados se aprecia que la temperatura del aire y el flujo de aire aumentan con la longitud del secador, mientras el rendimiento térmico decrece.
3. Con el incremento del espesor del aire en el colector la temperatura del aire decrece, mientras el rendimiento térmico del colector y el flujo de aire se incrementan.
4. La mejora del aislamiento del colector se expresa en la elevación del calor útil del colector y en el incremento del rendimiento térmico.
5. El análisis no estacionario realizado ha permitido conocer el comportamiento dinámico del colector ante variaciones de la radiación solar ofreciendo el rendimiento instantáneo del colector y además dando la posibilidad de obtener la constante de tiempo característica del colector.

REFERENCIAS

- [1] Mosheni Languri, E.; *et al.*, "An Exergy and Heat Study of a Solar Thermal Air Collector". *Thermal Science*. 2009, vol. 13, no. 2, p. 205-216. ISSN 0354-9836
- [2] Oko, C. O. C.; Nnamchi, S. N. "Heat transfer in a low latitude flat plate solar collector". *Thermal Science*. 2012, vol. 16, no. 2, p. 583-591, ISSN 0354-9836
- [3] Farahat, S.; Sarhaddi, F.; Ajam, H., "Exergetic optimization of flat solar collectors". *Renewable Energy*. 2009, vol. 34, p. 1169-1174. ISSN 0960-1481
- [4] Duffie, J. A., Beckman, W. A., *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2da. Edition. New York: Wiley and Son. Inc., 1980. 919 p. ISBN 0-471-01497-4
- [5] Fudholi, A.; Kamaruzzaman S.; Hafidz Ruslan, M.; Yusof Othman, M.; Yahya, M.; "Thermal Efficiency of Double Pass Solar Collector with Longitudinal Fins Absorbers". *American Journal of Applied Sciences*. 2011; vol. 8, no. 3, p. 254-260, ISSN 1941-7020
- [6] Ávila Gómez, A. E.; Mendoza Fandiño, J. M.; Beltrán Sarmiento, J. F. "Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta". *Ingeniería y Desarrollo*. 2010, vol. 47, p. 97-112, ISSN 2145-9371
- [7] Bolaji, B. O. "Exergetic analysis of solar drying systems". *Natural Resources*. 2011, vol. 2, p. 92-97, ISSN 2158-7086
- [8] Yadav, A.S.; Bhagoria, J.L. "Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013, vol. 23, p. 60-79, ISSN 1478-6451

- [9] Moummi, N.; Mahboub, C.; Moummi, A.; Aoues, K.; Ali, S. Y. "A numerical study of the phenomena of heat transfer in plane air solar collectors". *International Journal of Sustainable Energy*. 2011, vol. 30, no. 3, p. 169–178, ISSN 1478-6451
- [10].Kumar A.; Saini, R. P.; Saini, J. S. "Heat and fluid flow characteristics of roughened solar air heater ducts - a review". *Renewable Energy*. 2012, vol 47, p. 77–94, ISSN 0960-1481
- [11].Thirugnanasambandam, M.; Iniyar, S. and Goic, R., "A review of solar thermal technologies". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010; vol. 14, p. 312-322, ISSN 1364-0321

AUTORES

Amadou Koulibaly

Ingeniero Mecánico, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba.
e- mail: amadou@ceter.cujae.edu.cu

Juan José González Bayón

Ingeniero Eléctrico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba.
e-mail: amadou@ceter.cujae.edu.cu

Anexo 1.

NOMENCLATURA

A	área (m^2)
c_v	calor específico a v =cte. (kJ/kgK)
c_p	calor específico a p =cte. (kJ/kgK)
E	energía (kJ)
g	aceleración de la gravedad (m/s^2)
Gr	número de Grashof
h	coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m^2K)
I_r	radiación solar incidente (W/m^2)
k	conductividad térmica (W/mK)
L	longitud característica (m)
\dot{m}	flujo de masa (kg/s)
M	masa (kg)
Nu	número de Nusselt
p	presión (Pa)
Pr	número de Prandtl
Q_u	calor útil (kW)
T	temperatura ($^{\circ}C, K$)
α	absortividad
β	coeficiente de expansión del gas (K^{-1})
ν	viscosidad cinemática del aire (m^2/s)
θ	ángulo de inclinación del colector (o)
ρ	densidad (kg/m^3)
τ	transmisividad

Subíndices

a	aire
ac	acumulada
$aext$	aire exterior
c	cubierta
e	entrada
ext	exterior
i	aislante
p	placa absorbedora
s	salida
u	útil
w	viento