

MODELADO FÍSICO-MATEMÁTICO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN COLECTOR CON ACUMULACIÓN INTEGRADA CUYO ABSORBEDOR ES UN TUBO DE CALOR ASISTIDO POR GRAVEDAD

Rodolfo G. Stoll, Jorge R. Barral, Javier H. Garnica, Juan M. Lucchini y Adolfo Iriarte

Universidad Nacional de Río Cuarto - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica

Ruta Nac. 36 Km. 601, 5800 Río Cuarto

Tel./Fax: (0358) 4676588 - e-mail: rstoll@ing.unrc.edu.ar

RESUMEN: En este trabajo se presenta el modelado y validación experimental de un tubo de calor asistido por gravedad acoplado a un tanque aislado con agua para el almacenamiento de energía térmica. El desempeño térmico del tubo de calor se midió durante el periodo de calentamiento y enfriamiento mediante termocuplas acopladas a un tanque aislado, en distintas partes del evaporador del tubo de calor y en el ambiente donde estaba el banco de pruebas del mismo. Para construir el modelo físico-matemático del tubo de calor se utilizaron correlaciones de transferencia de calor propuesta por la bibliografía de referencia consiguiendo un comportamiento similar con el dispositivo real medido. Los resultados obtenidos se utilizaron para la construcción de un modelo numérico de un colector solar del tipo progresivo con tubos de calor acoplado a una placa absorbidora, presentando los resultados de la simulación para un año tipo meteorológico para la zona de Río Cuarto.

Palabras clave: tubo de calor asistido por gravedad, colector solar, modelo físico-matemático.

INTRODUCCIÓN

Los colectores con tubos de calor consisten serie de tubos evacuados acoplados a un tanque de almacenamiento de agua. Dentro de cada tubo de evacuado hay un tubo de calor que tiene acoplada una aleta. La función del tubo de evacuado es disminuir las pérdidas de calor por conducción y convección del tubo de calor. La función del tubo de calor es transportar la energía absorbida por aleta y transportarla hacia el tanque. De esta forma, es posible aislar el depósito de agua, disminuyendo considerablemente las pérdidas de calor. Asimismo los tubos de calor presentan una baja capacidad calorífica y una excepcional conductividad térmica (Silverstein, 1992), comportándose como diodos térmicos de reducido tamaño.

A los fines de integrar las ventajas de colectores con tubos de calor, Stoll y et al. (2009), propuso el diseño preliminar del prototipo de la figura 1. El colector solar con tubos de calor está basado en un colector acumulador del tipo tubular progresivo que consta básicamente de termosifones (2) que vinculan térmicamente a una placa absorbidora (1) y un tanque de almacenamiento térmico constituidos de tubos de polipropileno conectados en serie (3) y en cada uno de ellos se acopla dos tubos de calor mediante sellos de agua (5), todo el conjunto se ubica finalmente dentro de una caja metálica (4) asilada (6) con cubierta transparente (6). Los tubos de polipropileno constituyen el sistema acumulador, similar a lo expuesto por Barral y et al. (2002).

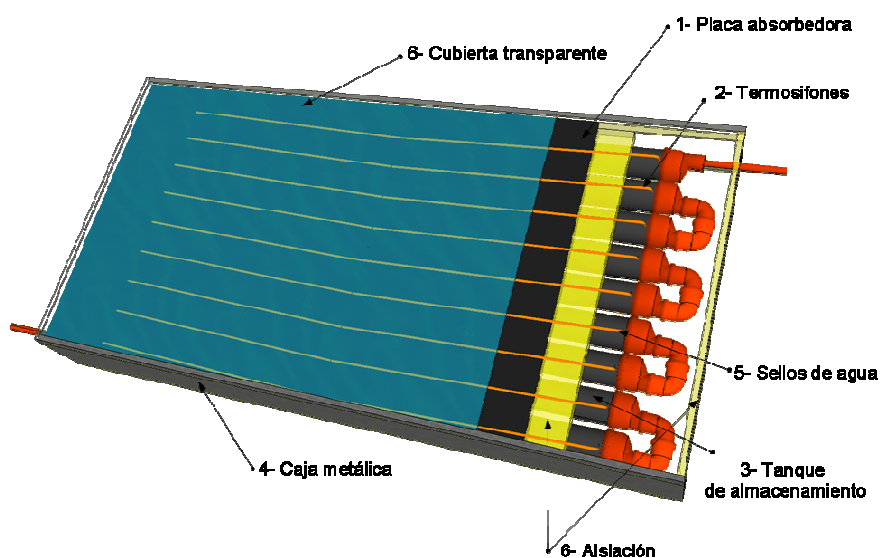


Figura 1. Vista en corte simplificada del colector solar propuesto.

En este trabajo se persigue formular un modelo físico-matemático de un colector solar con tubos de calor que permita evaluar su desempeño para distintas necesidades agua caliente y condiciones climáticas, a fin de determinar las prestaciones que puede ofrecer en la zona centro sur de Córdoba.

Dentro de los modelos de colectores solares con tubos de calor, Azad (2008) presentó un modelo teórico basado en NTU-eficaces para evaluar la eficiencia térmica de un colector con tubos de calor, el modelo es capaz de predecir algunas de las características del sistema solar, tales como la temperatura de calor de tubo, la temperatura del agua de salida, la eficiencia y calor útil absorbida. La validación del modelo desarrollado en este estudio ha sido confirmada por la comparación de los resultados obtenidos con los resultados disponibles en la literatura. Lo que no permite un análisis de sensibilidad de las variables presentes en el modelo físico real.

Mathioulakis y Belessiotis (2002) plantean un análisis teórico preciso de los fenómenos de transferencia de calor que tienen lugar en la región de evaporación. Sin embargo, introducen simplificaciones dado la naturaleza compleja del problema, especialmente con respecto al flujo de vapor del tubo de calor. La aproximación teórica para este colector solar se basa en el modelo introducido por primera vez por Duffie y Beckman (1991). Según este enfoque, la energía útil del colector por unidad de longitud en la dirección del flujo de vapor se puede expresar como una función de la distancia entre los tubos de calor, la energía absorbida, el coeficiente de pérdidas de la cubierta, la temperatura del fluido de trabajo en el evaporador y la temperatura ambiente. No obstante, considera que todo el vapor generado es condensado en la región del condensador del tubo de calor. Esta situación no permite evaluar si el área de transferencia del condensador es suficiente para condensar todo el vapor generado en el evaporador.

Facão y Oliveira (2004) proponen un modelo numérico basado en ecuaciones de balance energía en estado estable. La simplificación importante de este modelo fue que la temperatura en la sección del evaporador del tubo de calor se considera uniforme e igual a la temperatura de saturación. Este supuesto no está lejos de realidad ya que los tubos de calor son considerados como dispositivos isotérmicos, Asimismo, Stoll y et al. (2009) mostraron que la temperatura, mediante imágenes termográficas se mantenía constantes. Sin embargo, en esta suposición no considera la resistencia a la transferencia de calor que existe entre la placa absorbidora y el tubo de calor.

En este trabajo se utiliza la consideración del modelo propuesto por Facão y Oliveira (2004) con modificaciones, considerando una condición de estado cuasi-estacionario provocado por la masa térmica que posee el tanque de acumulación, lo que obliga a considerar la derivada de la temperatura respecto del tiempo del tanque acumulador (Barral y Wood, 1997) y la resistencia que existe entre la placa absorbidora y el tubo de calor.

MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO DEL TUBO CALOR ASISTIDO POR GRAVEDAD

Se utilizaron las correlaciones propuestas por Wangnipparnto et al. (2002) para construir la red de resistencias del tubo de calor como se muestra en la figura 2. Para determinar el calor útil transportado por el tubo de calor se requiere el conocimiento de los coeficientes de transferencia de calor en el interior del evaporador y el condensador, así como el coeficiente transferencia de calor por convección del lado exterior del condensador que está inserto en el tanque de almacenamiento térmico. Wangnipparnto et al. (2002) utiliza las correlaciones propuestas por Kiatsiriroat et al. (2000) que son modificaciones de las propuestas de Rohsenow (1998). Se desprecia la conductividad térmica de la pared del tubo de calor tanto en la sección de evaporador como la del condensador. El número Nusselt para la sección del evaporador es:

$$N_{ue} = 24,09 \text{Re}^{0,2} \text{Pr}^{0,4} \quad (1)$$

$$N_{ue} = \frac{h_{ei}}{k_l} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_g)} \right)^{0,5} \quad (2)$$

$$\text{Re} = \frac{Q_{util}}{\lambda \rho_L} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_g)} \right)^{0,5} \frac{\rho_L}{\mu_l} \quad (3)$$

Para la sección interna del condensador del tubo de calor se utiliza la ecuación 4.

$$h_{ci} = 0,27 \left(\frac{\rho_L g \lambda k_l^3 (\rho_L - \rho_g)}{\mu_l L_e (T_i - T_c)} \right)^{0,28} \quad (4)$$

Para la sección externa del condensador del tubo de calor, se recurrieron a correlaciones de un cilindro horizontal para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la sección del condensador y el agua que lo rodea en el tanque de almacenamiento (Nellis y Klein, 2008). El número de Rayleigh y número Nusselt promedio es:

$$N_u = \frac{h_{co} D}{k_w} \quad (5)$$

$$R_{aD} = \frac{g \beta_w D^3 (T_c - T_{TT})}{\nu_w \alpha_w} \quad (6)$$

Para flujos laminares, el Número de Nusselt es:

$$N_{u_{D,LAM}} = \frac{2C_{cyl}}{\ln \left(1 + \frac{2C_{cyl}}{0,772 C_{lam} R_a^{0,25} D} \right)} \quad (7)$$

Donde el coeficiente C_{lam} es:

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_w} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (8)$$

El coeficiente C_{cyl} se obtiene con la ecuación 9:

$$C_{cyl} = \begin{cases} 1 - \frac{0,13}{\left(0,77 C_{lam} R_a^{0,25} \right)^{0,16}} & \text{para } R_{aD} < 1 \times 10^{-4} \\ 0,8 & \text{para } R_{aD} > 1 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (9)$$

El Número de Nusselt turbulento, donde C_{turb} se puede considerar como 0,1, está dado por:

$$N_{u_{D,TURB}} = C_{turb} R_a^{1/3} \quad (10)$$

$$\bar{N}_{u_D} = \left(\bar{N}_{u_{D,LAM}}^{10} + \bar{N}_{u_{D,TURB}}^{10} \right) \quad (11)$$

Para números de $R_{aD} < 1e7$ se utiliza la ecuación 22, la correlación proporcionada por Churchill y Chu (Nellis y Klein, 2008) donde el número de Nusselt es:

$$\bar{N}_{u_D} = \left[0,60 + \frac{0,387 R_{aD}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_w} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (12)$$

Para modelar el tanque se consideró que la masa de agua contenida en su interior tenía una temperatura homogénea, donde Q_{pT} representa el flujo de calor debido a las pérdidas por conducción y Q_d es la energía que se pierde en el tanque luego de una descarga de agua caliente, se deprecian las pérdidas de calor por convección externa al tanque. El balance de energía en el tanque de almacenamiento térmico puede ser escrito como:

$$Q_{util} - Q_{pT} - Q_d = m_T C_p \frac{\partial T_T}{\partial t} \quad (13)$$

Para encontrar la solución de este sistema en estado cuasi-estacionario, se resolvió numéricamente las ecuaciones de transferencia de calor, las cuales estaban acopladas a la ecuación diferencial asociada al tanque de almacenamiento térmico. El modelo físico-matemático se implementó en el EES, donde las variables dependientes de la temperatura y presión se ajustaban automáticamente. Se utilizó el método implícito Crank-Nicolson para resolver la ecuación diferencial de primer orden mediante una aproximación finita de la derivada respecto al tiempo. El método de Crank-Nicolson utiliza el promedio de las temperaturas anteriores y actuales dividido por el intervalo de tiempo entre cada medición para resolver la ecuación diferencial.

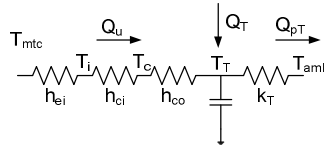


Figura 2. Red de resistencias del tubo de calor considerando la convección natural que se produce en el tanque de almacenamiento

VALIDACIÓN MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO DEL TUBO CALOR ASISTIDO POR GRAVEDAD

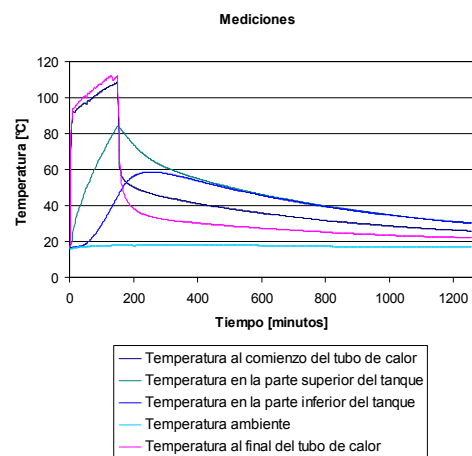
El tubo de calor fue construido utilizando un caño de cobre 5/8” de diámetro y una aleación de estaño 40-60 para sellar sus extremos y se acopló un medidor de presión de absoluta en el otro extremo. Un 50 % del volumen del tubo se llenó con alcohol metílico, utilizando el método de calentamiento y evacuación para el cierre. Para realizar el modelo físico matemático del tubo de calor se utilizaron los datos recogidos de un banco de ensayos, que permitió representar las condiciones bajo las cuales trabajaría el tubo de calor. La metodología utilizada fue la misma que propuso Stoll et al. (2009) para un ensayo de un tubo de calor, el esquema de experimento se observa en la figura 4 (a).

El banco de ensayos aportaba una potencia constante de 150 vatios a la zona de evaporación durante el ciclo de calentamiento, el desempeño térmico del tubo de calor se midió durante el periodo de calentamiento y enfriamiento mediante termocuplas acopladas a un tanque aislado, en distintas partes del evaporador del tubo de calor y en el ambiente donde estaba el banco pruebas. En la figura 3 (a) se observa el dispositivo que se construyó para realizar las mediciones y los resultados de las mediciones. La figura 3 (b) muestra en el eje ordenadas los valores de temperatura en distintos puntos del sistema y en el eje de abscisa el tiempo en minutos. Se realizaron 12 ensayos de calentamiento y enfriamiento consiguiendo resultados similares.

Para las mediciones de temperaturas, se emplearon termocuplas tipo T, sensando la temperatura ambiente, la temperatura al comienzo y al final de tubo de calor, la temperatura en la parte superior y en la parte inferior del tanque. Estos datos fueron recogidos y grabados en un sistema de adquisición de datos marca Agilent modelo 34970A en intervalos de 2 minutos. La potencia entregada al tubo de calor se realizaba mediante una resistencia aislada eléctricamente mediante una vaina de fibra de vidrio resistente a las altas temperaturas y la regulación de potencia eléctrica se consiguió por medio de un transformador de tensión variable de corriente alterna, durante el ensayo se controló que la tensión aplicada a la resistencia se mantuviera constante.



(a)



(b)

Figura 3. En (a) Banco de pruebas del tubo de calor y en (b) se muestra los resultados de una las mediciones.

Para validar el modelo matemático se utilizó la red de resistencias de la figura 2, donde la temperatura la T_{mtc} utilizada era el promedio obtenido de las temperaturas medidas en los dos puntos de la zona de evaporación del termosifón. Una de ellas se encontraba al principio de la zona de evaporación y otra al final de la zona de evaporación. La T_t es la temperatura promedio del tanque de almacenamiento que se obtuvo durante la simulación. En la figura 4 (b), se muestra la curva TTm que corresponde a la temperatura promedio medida del tanque del banco de ensayo y la curva roja T_t es el resultado obtenido de la simulación. Ambas se comparan en un ciclo de calentamiento y enfriamiento durante un periodo equivalente a 21 horas.

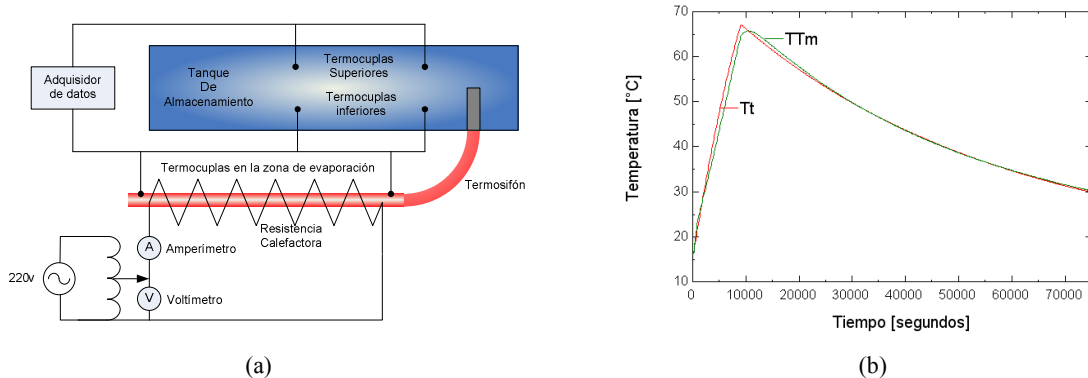


Figura 4. (a) Esquema de ensayo del tubo de calor. (b) Resultado de la simulación del tubo de calor. Curva simulada T_t y curva medida TTm .

MODELO PROPUESTO DEL COLECTOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR Y ACUMULACIÓN INTEGRADA

Consideraciones de modelo

El modelo consiste de 4 partes fundamentales: la cubierta transparente, la placa absorbidora, un tubo de calor y el tanque de almacenamiento térmico. La placa absorbidora recibe la energía que pasa a través de la cubierta transparente, el tubo de calor se comporta como un intercambiador de calor entre la placa absorbidora y el tanque de almacenamiento. El prototipo consta de 18 tubos de calor adosados a un tanque de almacenamiento como se muestra en la figura 1. Para modelar este sistema se consideró que el colector solar está conformado por 18 sistemas individuales placa absorbidora-tubo de calor-tanque de almacenamiento. Donde el comportamiento de la placa absorbidora y la cubierta transparente fue modelado, combinando esta aproximación con el modelo validado del termosifón. Los coeficientes de pérdidas de calor de la placa absorbidora se obtuvieron en función del área total y ángulo de inclinación del colector solar.

Además de considerar que la temperatura en la sección de evaporador del tubo de calor es uniforme e igual a la temperatura de saturación, la inercia térmica de la placa es muchas veces mayor que la inercia térmica del tubo de calor con lo que la temperatura de saturación podría considerarse igual a la temperatura de la placa absorbidora, sin embargo la resistencia de la soldadura entre el tubo de calor y la placa absorbidora puede depender de cómo se construya el prototipo final, esta variable es influyente ya que la temperatura de la placa absorbidora puede ser algo mayor que la temperatura de la zona de evaporación del tubo de calor. Badran y et al. (2008) midieron los coeficientes de transferencia de calor de soldadura, C_b , de distintos tipos de colectores de placa plana consiguiendo valores que van de 1,8 a 6,3 W/m^2C y Duffie y Beckman (1991) establecieron un valor promedio de 3 W/m^2C . Para formular este modelo se optó por un valor 3,5 W/m^2C .

Se supuso que la cubierta transparente es de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor y que esta separada a unos 25 mm de la placa absorbidora. El material de la placa absorbidora es chapa galvanizada de calibre 18 pintada de negro mate suponiendo una emisividad de 0,9 (Fluye, 2007). Las pérdidas de calor entre la placa absorbidora y cubierta transparente se consideraran que son por convección de y radiación. El viento genera pérdidas de calor por convección sobre la cubierta transparente, asimismo se consideró la emisión a su entorno, que se encuentra a la temperatura de cielo, T_{sky} .

El tanque pierde energía por conducción de calor al medio ambiente, se asume despreciable las pérdidas por radiación y por convección. La estratificación en el tanque de almacenamiento no se consideró debido a los resultados conseguidos en la validación del modelo de tubo de calor realizada anteriormente. El material de la aislación térmica fue lana de vidrio 75 mm de espesor.

De acuerdo a las suposiciones anteriores, la red de resistencias térmicas del modelo de colector solar con tubos de calor acoplado a una placa absorbidora se muestra la figura 5. Donde S es la radiación que llega a la placa absorbidora. Q_{util} es la energía que transporta el tubo de calor en vatios, Q_T es la energía que almacena y Q_{pT} es la pérdida de calor del tanque.

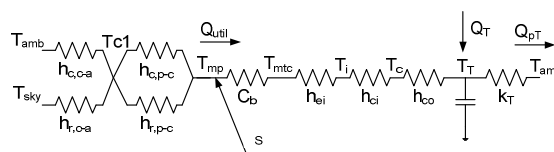


Figura 5. Red de resistencias para el modelo propuesto colector solar con tubos de calor y acumulación integrada.

Ecuaciones de balance energético del colector solar

En la ecuación 14 se escribe el balance de energía propuesto por Duffie y Beckman (1991) en la placa absorbadora, se ha considerado solo las pérdidas de calor de la placa absorbadora al medio ambiente. Se considera la resistencia de la soldadura mediante la ecuación 15.

$$Q_{util} = [(W - D)F + D] [S - U_t (T_{mp} - T_{amb})] \quad (14)$$

$$Q_{util} = (T_{mp} - T_{mc}) C_b L_e \quad (15)$$

Pérdidas de calor en la placa absorbadora

La ecuación 2 muestra la conductancia U_t que representa las pérdidas de calor totales por radiación y convección de la placa absorbadora al medio ambiente:

$$U_t = \left(\frac{1}{h_{c,c-a} + h_{r,c-a}} + \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} \right)^{-1} \quad (16)$$

En estado estacionario, la correlación de Hollands para canales rectangulares es utilizada para determinar el coeficiente transferencia de calor por convección, $h_{c,p-c}$, entre la placa absorbadora y la cubierta transparente. Donde la relación entre el Número de Nusselt y Rayleigh para ángulos de inclinación de 0 a 75° es:

$$N_u = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708 (\text{sen } 1,8 \beta_c)^{1,6}}{Ra \cos \beta_c} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta_c} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta_c}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (17)$$

Donde los exponentes + indican que solamente los valores positivos son utilizados en esta ecuación. Donde el número de Nusselt y Rayleigh es:

$$N_u = \frac{h_{c,p-c} L}{k_a} \quad (18)$$

$$Ra = \frac{g \beta_a \Delta T L^3}{\nu_a \alpha_a} \quad (19)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbadora y la cubierta transparente se obtiene a partir de la ecuación 20:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma (T_{mp}^2 + T_{cl}^2) (T_{mp} + T_{cl})}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{cl}} - 1} \quad (20)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el medio ambiente propuesto por Mc Adams (Duffie y Beckman, 1991):

$$h_{c,c-a} = 5,7 + 3,8V \quad (21)$$

Donde V es la velocidad del viento en m/s. El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el medio ambiente propuesto es:

$$h_{r,c-a} = \epsilon_c \sigma (T_{sky}^2 + T_{cl}^2) (T_{sky} + T_{cl}) \quad (22)$$

Bernhal y Martin (Duffie y Beckman, 1991) relacionan la temperatura efectiva de cielo, T_{sky} , la temperatura de bulbo húmedo, la temperatura de bulbo seco y la hora desde el mediodía por la siguiente ecuación:

$$T_{sky} = T_{amb} \left[0,711 + 0,0056 T_{dp} + 0,0000 T_{dp}^2 + 0,013 \cos(15t) \right]^{1/4} \quad (23)$$

Para una masa dada de aire, que contiene una cantidad dada de vapor de agua, la humedad relativa es la proporción de vapor contenida en relación a la necesaria para llegar al punto de saturación y se expresada en porcentaje. Cuando el aire se satura se llega al punto de rocío. La ecuación 24 se utiliza para encontrar el punto de rocío, T_{dp} , en función de la temperatura ambiente, T_{amb} , y la humedad relativa HR .

$$T_{dp} = 8 \sqrt[8]{\frac{HR}{100} (112 + 0,9 T_{amb}) + (0,1 T_{amb})} - 112 \quad (24)$$

Radiación incidente en el colector

La predicción del comportamiento de sistemas placa-cubierta requiere de la información de la energía absorbida por la placa absorbidora. La radiación solar incidente sobre una superficie plana inclinada, usando el modelo isotrópico, está representada por la ecuación 25.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta_c}{2} \right) + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 + \cos \beta_c}{2} \right) \quad (25)$$

El análisis de la radiación solar a través de las superficies transparentes se realizó por separado para radiación directa y para radiación difusa y reflejada. Parte de la radiación directa que llega a la superficie transparente es reflejada, parte es absorbida y lo que resta se transmite. Se comenzó analizando el fenómeno de reflexión sin considerar la absorción, derivando expresiones para transmitancia sin absorción y luego se tendrá en cuenta el efecto de la absorción del material para tener ecuaciones definitivas. Este análisis se aplica únicamente a radiación solar directa.

También se contabilizó la radiación difusa desde el cielo y reflejada desde el suelo. Se obtiene una simplificación considerando el modelo de radiación isotrópica. Para estas radiaciones se define un ángulo de incidencia equivalente, θ_e , en función del ángulo de inclinación de la superficie, β_c , mediante el cual se tiene en cuenta que toda la radiación transmitida en distintos ángulos puede considerarse como una radiación equivalente que atraviesa la superficie transparente con este ángulo equivalente.

Las superficies utilizadas para la absorción de energía solar presentan una absorptancia dependiente del ángulo de incidencia. En la mayoría de los casos dicha dependencia no se conoce. De todas maneras, los datos disponibles sugieren que para las superficies es válido un ajuste polinomio propuesto por Duffie y Beckman (1991) donde los resultados son representativos del comportamiento que tienen la mayoría superficies absorbedoras, la absorptividad α_n adoptada tiene un valor de 0,9.

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

En la figura 6, se muestra el diagrama de flujo del programa de cálculo implementado en EES para determinar la temperatura del tanque de almacenamiento. El programa comienza leyendo las variables climáticas y calcula la radiación absorbida S por la placa absorbidora mediante el método explicado en la sección anterior. La resolución de las ecuaciones mediante EES se realiza iterativamente.

El Diagrama de flujo muestra los distintos subprogramas del programa principal. Todos los subprogramas acuden a las variables de salida de los otros subprogramas y a su vez, sus variables de salida son variables de entradas de los otros. La resolución comienza con un valor propuesto y luego los valores de cada variable son ajustados hasta que la diferencia entre el paso anterior y el paso actual este de acuerdo al criterio de convergencia del programa.

El subprograma que calcula las pérdidas de energía del tanque por extracción de agua caliente, tiene como variable de entrada la hora y la cantidad de litros, dentro de esta subrutina se define la hora a la que se realizará la descarga y continuamente se realiza una comparación de la hora de descarga y la hora de simulación. Cuando la condición de igualdad es satisfecha se determina la energía que se ha perdido del tanque durante la descarga de agua caliente propuesta. Como el modelo de colector solar constituye de 18 módulos individuales, se considera la dieciochoava parte del volumen total de descarga y su energía equivalente en la determinación de Q_d para cada módulo.

El subprograma correspondiente al cálculo de la temperatura del tanque involucra todos los subprogramas anteriores al mismo y solo muestra su variable de salida cuando todos los demás módulos satisfacen el criterio de convergencia. Cuando se finaliza este proceso, se realiza una nueva lectura de las variables climáticas correspondiente a la siguiente hora y la resolución comienza nuevamente. El sistema modelado es altamente inestable y requiere del conocimiento de las variables presentes y su rango de excursión.

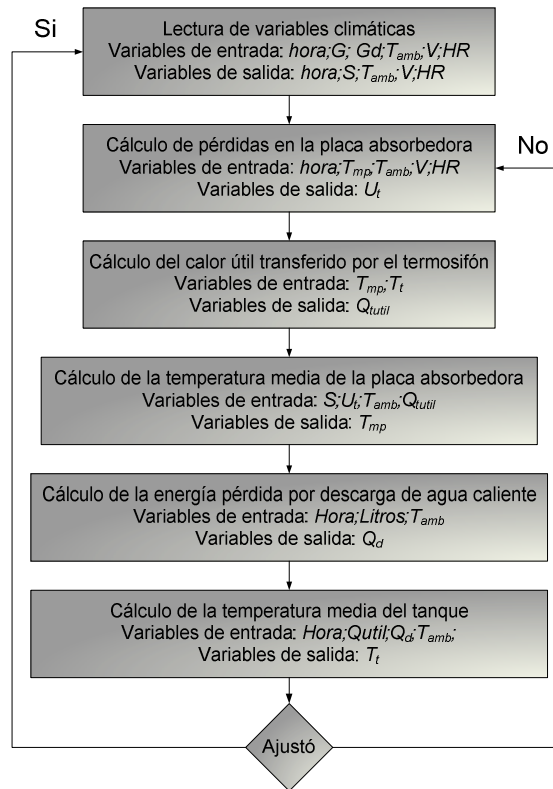


Figura 6. Diagrama de flujo del programa para la estimación del funcionamiento del colector con termosifones acoplados a la placa absorbedora.

En figura 7 se muestra los resultados de la evolución de temperatura del tanque del modelo de colector solar para un año típico meteorológico de Río Cuarto, para perfiles de descarga y sin descarga de agua en función de las horas del año. Se utilizaron los datos propuestos por Galimberti y et al. (2008).

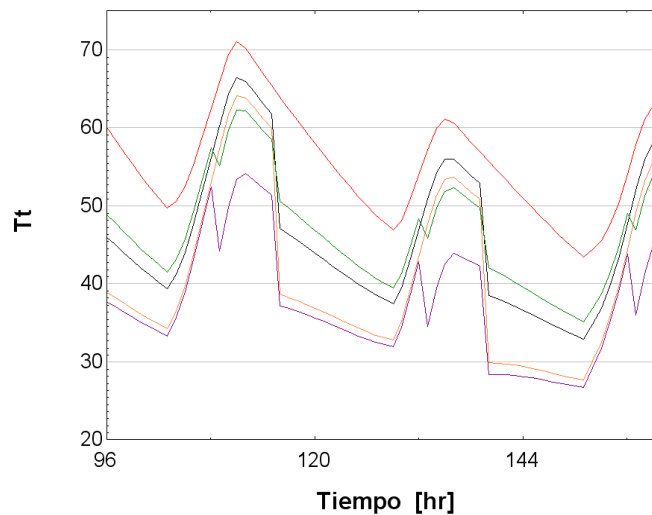


Figura 7. Resultados de la simulación de un colector solar con tubos de calor con distintos regimenes de descarga.

Se consideró que durante cada descarga el agua tenía una energía dada por un salto de temperatura de 30°C multiplicada por la cantidad de litros correspondiente a la descarga. La curva roja representa la evolución de temperatura sin descarga, El perfil de descarga de la curva negra corresponde a 40 litros a las 20 hs. y la curva roja denota 80 litros a las 20 hs. durante los sucesivos días simulados. Las curva verde y la curva violeta posee una descarga de 40 y 80 litros al medio día respectivamente, asimismo se simuló una descarga de 80 litros a las 20 hs. durante la corrida del programa.

CONCLUSIÓN

En este trabajo se ha logrado ajustar un modelo de tubo de calor donde la transferencia de calor queda definida por la temperatura media de la sección del evaporador.

Se consiguió construir un modelo de colector solar con distintos perfiles de descarga donde se tiene en cuenta el ajuste de las conductancias de acuerdo a los valores de temperatura.

Como trabajo a futuro se pretende realizar un análisis de sensibilidad de las variables presentes en el modelo físico-matemático de manera de poder predecir el comportamiento de este sistema para la zona centro sur de Córdoba.

NOMENCLATURA

g	constante gravitatoria, m s ⁻²	a	Difusividad térmica m ² /s
h	coeficiente de transferencia de calor, Wm ⁻² K ⁻¹	m	masa de agua del tanque, kg
k_l	conductividad térmica de la fase líquida, W m K ⁻¹	C_p	calor específico J kg ⁻¹ °C ⁻¹
L	longitud, m	G	radiación global W m ⁻²
K	conductividad térmica, W m K ⁻¹	G_d	radiación difusa W m ⁻²
Q_{util}	energía útil, W		
S	energía absorbida por el colector w m ⁻²	Subíndices	
μ	viscosidad dinámica, Pa	i	interior
ρ	densidad	o	exterior
β	coeficiente de expansión volumétrica K ⁻¹	a	aire
ν	viscosidad cinemática m s ⁻¹	w	agua
W	ancho de la aleta, m	L	líquido
D	diámetro del tubo de calor, m	g	gas
λ	calor latente de evaporación, J kg ⁻¹	e	evaporador
β_c	ángulo de inclinación del colector, grados	c	condensador

REFERENCIAS

- Azad E., (2008). Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 32 pp. 1666–1672.
- Badran A. A., Mustafa M. F., Dawood W.K., y Ghazzawi Z. K. (2008). Energy Conversion and Management 49 pp 3305-3310
- Barral J., Galimberti P., Lema A., Adaro J. y Fasulo A. (2002). Design, construction and simulation Analysis of a low cost Tubular Integral - Collector - Storage System. Euro Sun 2002, The 4th ISES Europe Solar Congress. Bologna, Italia.
- Barral J. y Wood B. (1997). Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol 1, pp 61-64.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes, 2^a edición, pp. 3-10. Wiley Interscience, New York.
- Fação J. y Oliveira A. 2004, “International Conference on Sustainable Energy Technologies”, Nottingham, UK, pp 1-5.
- Galimberti P., Romero F., Ziletti M., Paisio G., Lema A. (2008) Sistematización de variables climáticas para la ciudad de Río Cuarto. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 12., pp 05.97-05.104
- Fluke, (2007) IR FlexCam Thermal Imager. Fluke corporations.
- Kiatsiriroat T, Nuntaphan A, Tiansuwan J. Thermal performance enhancement of thermosyphon heat pipe with binary working fluids. Exp Heat Transfer 2000;13(2):137–52.
- Mathioulakis E. and Belessiotis V. (2002). Solar Energy, 72, pp 13-20.
- Nellis G. y Klein S. (2008). “Heat Transfer”, Cambridge University Press, Estados Unidos, pp 735-777.
- Silverstein C. (1992). Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange, first edition, pp. 3-10, Taylor & Francis. United stated.
- Stoll R., Leyría N., Medina M., Carrera C., Barral J. e Iriarte A. (2009) Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 13pp 03.141-03.148.
- Rohsenow W. M., Hartnett J. P. y Cho Y. I. (1998). Handbook of heat transfer, Third Edition, McGraw Hill. pp 4.1-4.87
- Wangnipparnto S., Tiansuwan J., Kiatsiriroat T. y Wang C. (2003). Energy Conversion and Management, Vol 44, 1163-1175.

ABSTRACT

This work presents the modeling and experimental validation of a gravity-assisted heat pipe coupled to an insulated tank for the storage in water of thermal energy. The heat pipe thermal performance was measured during the heating and cooling periods by means of thermocouples coupled to the insulated tank, in different parts of the heat pipe evaporator and in the ambient where the test bench was situated. For the construction of the physical-mathematical model of the heat pipe, correlations of heat transfer from the reference bibliography were used, finding a similar behavior to the real system measured. Then, the obtained results were used to construct a numerical model for a progressive solar collector coupled to an absorber plate, and the simulation results for a typical meteorological year for the Río Cuarto region were presented.

Keywords: gravity-assisted heat pipe, integral collector storage system, physical-mathematical model.