

SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN DE UN SISTEMA TERMOSIFÓNICO COMPUESTO POR UN COLECTOR CON INERCIA TÉRMICA.

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

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: mlucchini@ing.unrc.edu.ar

Recibido: 14/08/12; Aceptado: 04/10/12

RESUMEN: Se presenta aquí el desarrollo de un modelo físico-matemático para un sistema termosifónico, que se valida comparando con datos experimentales. El objetivo de este trabajo fue hallar una herramienta para poder realizar simulaciones, considerando que el colector de este sistema posee una inercia térmica relativamente alta y su cubierta es de policarbonato, no encontrándose en la bibliografía estudios analíticos similares. Para el desarrollo del modelo se dividió tanto el tanque como el colector en cinco nodos de temperatura uniforme, a cada uno de ellos se le realizó un balance de energía, y las ecuaciones que resultaron concatenadas entre sí, se reescribieron en forma matricial y se resolvieron por métodos de diferencia finitas. Se muestran resultados teóricos y experimentales mediante figuras, que sustentan la validación del modelo. El conocimiento en detalle del funcionamiento de este sistema permitirá trabajar en la identificación de puntos críticos, sensibilidad de parámetros y optimización de materiales.

Palabras clave: energía solar, simulación, termosifón, agua caliente, inercia térmica.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de calentamiento de agua solar termosifónicos son muy convenientes por sus bajos requerimientos tecnológicos, la simplicidad de montaje y su operación que prácticamente no requiere acciones de mantenimiento. El principio de funcionamiento es simple, ya que el usuario no debe preocuparse más que en suplir el faltante energético con una fuente auxiliar convencional cuando las condiciones climáticas no son favorables (Morrison y Wood, 1999). El sistema termosifónico en estudio se compone de un tanque aislado, un colector y caños de conexión, que se muestra en la Figura 1, la particularidad de este sistema es el diseño del colector, que posee cierta inercia térmica, lo cual le permite sobrellevar muy bien el problema de congelamiento en climas no tan severos, como el que se encuentra en el centro de Argentina. Por esta razón, actualmente existen muchas instalaciones basadas en sistemas termosifónicos de mediana inercia térmica con más de 10 años de funcionamiento (Fasulo et al., 2001), que han demostrado poder resistir el típico problema de congelamiento en la región, funcionando además con un alto grado de confiabilidad (Follari y Fasulo, 1998).

Los fabricantes regionales de estos sistemas fundamentan sus criterios de diseño en su amplia experiencia. Sin embargo, sería para ellos de mucha ayuda contar con herramientas que permitan realizar un análisis preciso del real beneficio económico en el uso de los mismos, predecir su comportamiento frente a condiciones no comunes de funcionamiento o, identificar factores críticos que estarían contribuyendo a la disminución de la eficiencia energética. El colector clásico como sistema estacionario ha sido ampliamente estudiado con simulaciones simplificadas que utilizan intervalos de tiempo del orden de 15 minutos (Huang y Hsieh, 1985). No obstante, el colector que se estudia aquí opera en estado transitorio debido a volumen considerable respecto de los sistemas clásicos, con ecuaciones que tienen que tener en cuenta la derivada de la temperatura en función del tiempo (Barral y Word, 1997).

También, existen muchos ensayos a realizar a los colectores y sistemas completos, tales como la pruebas de desempeño térmico ISO 9459-2 (ISO, 1995) para sistemas completos y la norma Standard ANSI/ASHRAE 93-2003 (ASHRAE, 2003) para colectores únicamente. Durante estas pruebas de rendimiento, el colector o sistema completo es tratado como "caja negra", evaluando sus variables de entrada y de salida. Esto permite una rápida comparación entre los sistemas desarrollados y los sistemas existentes en el mercado, ya que ensayos realizados a distintos equipos tienen resultados comparables. Sin embargo, las pruebas realizadas a los mismos no dan detalles acerca de la calidad del diseño de los componentes y de la instalación y solo permiten predecir la energía anual que es capaz de entregar un determinado sistema.

Los detalles constructivos se muestran en la Figura 2. La placa colectora (a) está formada por dos láminas metálicas plegadas en forma triangular y unidas mediante una soldadura. El fluido caloportador ingresa por un tubo (b) y pasa a un cabezal (c) donde se distribuye por los distintos canales (d) formados al construir el absorbedor. Este absorbedor presenta dos ventajas: los canales formados tienen un volumen considerable comparado con los colectores clásicos, aumentando la inercia térmica del colector. Por otro lado, la forma acanalada de la placa colectora resiste de mejor manera la dilatación por el congelamiento del fluido caloportador. Se pretende con este trabajo, disponer de una herramienta de simulación confiable, que permita evaluar un sistema termosifónico mencionado, analizando cada uno de sus componentes y teniendo particularmente en cuenta la inercia térmica del elemento absorbedor del colector. Los modelos simulados y validados permiten identificar los puntos críticos del sistema real. También contribuyen a formular propuestas para optimizar diseños y utilización de materiales mediante un análisis de sensibilidad de las variables presentes en el modelo



Figura 1: Sistema termosifónico en estudio.

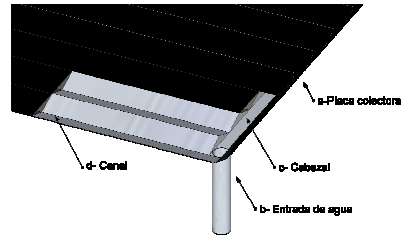


Figura 2: Detalle de colector en estudio.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El tanque de almacenamiento, que se muestra en la Figura 3, se compone de un tanque de acero inoxidable (a) de 980 mm de alto y 685 mm de diámetro, aislado con poliestireno expandido granulado (b), con 120 mm de espesor en su lateral y 50 mm de espesor en las superficies superior e inferior, además posee un recubrimiento exterior de chapa galvanizada (c) de calibre 28. Cuenta con tres conexiones de 20 mm de diámetro: una situada en el fondo del tanque (d), que se utiliza tanto para la entrada del agua fría de la red como salida de agua fría hacia el colector, la cual tiene un deflector (e) a fin de evitar el rompimiento de la estratificación del agua almacenada en el tanque por la entrada de agua fría (Hollands y Lightson, 1986); otra situada en la parte superior del tanque (f), la cual se utiliza para venteo de los gases del sistema, y salida de agua caliente hacia la red; una tercera ubicada en el lateral (g), cerca de la parte inferior, que es la entrada de agua caliente que proviene del colector, y por último posee una cañería vertical perforada en el interior del tanque (h) a fin de no romper la estratificación (Duffie y Beckman, 2006; Hollands y Lightson, 1986), además tiene otra cañería de 20 mm en la parte superior que se utiliza para colocar el conjunto de termocuplas (i).

El colector que se muestra en la Figura 4, posee las dimensiones exteriores son de 2500 mm de ancho, 1000 mm de alto y 100 mm de espesor. Esta provista de dos conexiones para la entrada de agua (en forma paralela) de diámetro nominal 12,7 mm (a), ubicadas en las esquinas inferiores del colector y una para la salida de agua de diámetro nominal 20,05 mm (b), ubicada en la mitad de la parte superior. La placa colectora (c) posee 2460 mm de ancho y 960 mm de alto, se coloca en un recinto de chapa galvanizada de calibre 22 (g). Este recinto se encarga de dar rigidez mecánica a todos los componentes y protegerlos de los factores climáticos. La placa absorbidora se encuentra aislada térmicamente en su superficie posterior con fibra de vidrio de 20 mm de espesor (d) y poliestireno expandido de 40 mm de espesor (e). La parte frontal del recinto posee una placa de policarbonato alveolar de 4 mm de espesor (f). Esta placa permite absorber energía radiante del sol y genera el efecto invernadero dentro del recinto.

En la Figura 5 se muestra una sección de la cañería, la cual está formada por una cañería de polipropileno de 20 mm de diámetro (a), aislada térmicamente con vainas de poliestireno expandido (c) y recubierto con una capa de aluminio (d). El sistema esta montado sobre una plataforma nivelada de cemento. Entre la entrada lateral de agua caliente del tanque y la salida del colector existe una diferencia de nivel de 400 mm, para evitar la circulación inversa durante la noche (Morrison, 1986) que se muestra en la Figura 6.

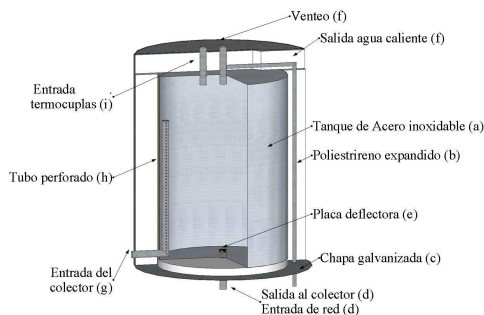


Figura 3: Corte esquemático del tanque de almacenamiento.

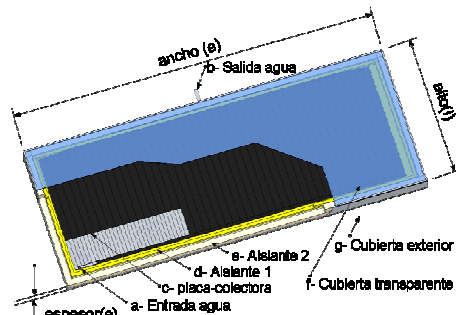


Figura 4: Corte esquemático del colector.

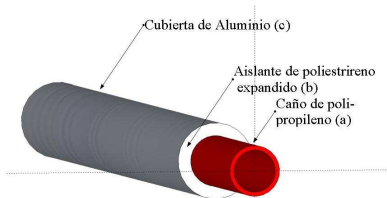


Figura 5: Corte esquemático de la cañería.

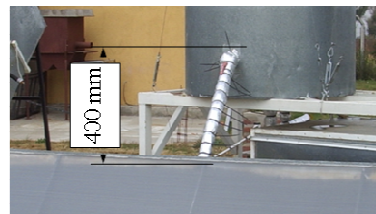


Figura 6: Diferencia de nivel entre colector y tanque.

DESARROLLO TEÓRICO

El modelo físico-matemático propuesto para el colector, difiere del análisis de tubos soldados a aletas propuesto por Duffie y Beckman (2006). Aquí, el modelo de colector consiste de cinco nodos con temperatura uniforme, donde en cada uno de ellos realiza un balance de energía, las ecuaciones resultantes están concatenadas entre si. Las ecuaciones (1) y (3) representan el

balance de energía de los nodos superior e inferior y la ecuación (2) el balance de energía en un nodo intermedio, en donde los subíndices i identifican a cada nodo. En estas ecuaciones se considera las pérdidas de calor de los nodos al ambiente (UA_{c-f} , UA_{c-p} , UA_{c-l} y UA_{c-s}). La transferencia de calor entre los nodos debido a la conductividad del agua y de la placa colectora (UA_{c-n}). Los penúltimos términos de las ecuaciones representan la variación de energía de cada nodo debido al flujo termosifónico y los últimos consideran la ganancia de energía debido a la radiación solar absorbida por la placa colectora. (Lucchini et al., 2012)

$$m_{c_{-1}} \cdot cp \cdot \frac{dT_{c_{-1}}}{dt} = -(UA_{c-f} + UA_{c-p} + 2 \cdot UA_{c-l} - UA_{c-s}) \cdot (T_{amb} - T_{c_{-1}}) - UA_{c-n} \cdot (T_{c_{-2}} - T_{c_{-1}}) + \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{c_{-2}} - T_{c_{-1}}) + S \cdot (a \cdot l) \quad (1)$$

$$m_{c_{-i}} \cdot cp \cdot \frac{dT_{c_{-i}}}{dt} = -(UA_{c-f} + UA_{c-p} + 2 \cdot UA_{c-l}) \cdot (T_{amb} - T_{c_{-i}}) - UA_{c-n} \cdot (T_{c_{-i+1}} - T_{c_{-i}}) + \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{c_{-i+1}} - T_{c_{-i}}) + S \cdot (a \cdot l) \quad (2)$$

$$m_{c_{-5}} \cdot cp \cdot \frac{dT_{c_{-5}}}{dt} = -(UA_{c-f} + UA_{c-p} + 2 \cdot UA_{c-l} - UA_{c-s}) \cdot (T_{amb} - T_{c_{-5}}) - UA_{c-n} \cdot (T_{c_{-4}} - T_{c_{-5}}) + \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{in} - T_{c_{-5}}) + S \cdot (a \cdot l) \quad (3)$$

Para determinar el volumen de cada nodo se aproximó el área transversal de la placa colectora formada por triángulos a un rectángulo de área equivalente. El volumen de cada nodo fue de 3,92 litros y las dimensiones del rectángulo equivalente resulto de 2460 mm de ancho, 196 mm de alto y 4 mm de espesor. Las suposiciones realizadas para simplificar el modelo fueron: a) el flujo del fluido es uniforme, b) el flujo de calor se considera unidimensional y c) las propiedades físicas son independiente de la temperatura. En la Figura 7 se muestra la red de conductancias térmicas que se empleó para estimar el comportamiento del colector solar y en la Figura 8 el esquema de las conductancias térmicas en un nodo del colector en donde no se ha representado el flujo de calor que ingresa al nodo por radiación, ni el flujo de energía entrante debido al flujo másico dentro del colector.

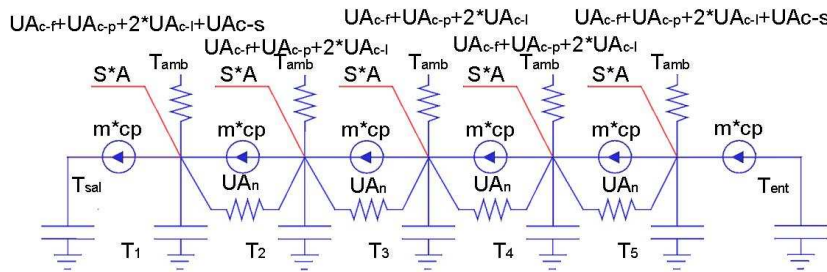


Figura 7: Esquema del equivalente eléctrico del colector.

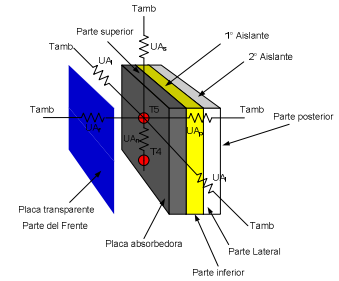


Figura 8: Esquema del equivalente eléctrico de un nodo del colector.

Para determinar la conductancia de calor total entre la placa absorbidora y el medio ambiente (UA_{c-f}) se considera al fenómeno de convección ($h_{conv-poli}$) y de radiación entre la placa absorbidora y la cubierta transparente ($h_{rad-poli}$), teniendo en cuenta además, la conductividad de la cubierta de policarbonato. Por último, se supone que la cubierta transparente de policarbonato pierde calor debido a la convección generada por el viento (h_{win}) y al proceso de radiación hacia el medio ambiente ($h_{rad-amb}$). Aquí se utiliza el análisis realizado por Duffie y Beckman (2006) para determinar los coeficientes de transferencia de calor que componen la ecuación (4).

$$UA_{c-f} = \left(\frac{5}{(h_{conv-poli} + h_{rad-poli}) \cdot l \cdot a} + \frac{5 \cdot e_{poli}}{k_{poli} \cdot l \cdot a} + \frac{5}{(h_{win} + h_{rad-amb}) \cdot l \cdot a} \right)^{-1} \quad (4)$$

Para poder determinar los coeficientes transferencia de calor por convección $h_{conv-poli}$, entre la placa absorbidora y la cubierta transparente, por radiación entre la placa absorbidora y la cubierta transparente, $h_{rad-poli}$, por radiación entre la cubierta y el medio ambiente, $h_{rad-amb}$ y el coeficiente de convección debida al viento, h_{win} , se recurrieron a las ecuaciones 3.11.4, 6.4.3, 6.4.5 y 3.15.10 presentada por Duffie y Beckman (2006)

La ecuación (5) representa las pérdidas de calor del nodo hacia la parte posterior del colector. La ecuación (6) representa la conductancia total de calor de cada nodo con el exterior a través de las superficies laterales. Así mismo la ecuación (7) representa el coeficiente de transmisión de calor de un nodo con el exterior por la superficie. El coeficiente de transmisión de calor de un nodo con el nodo superior se calcula por la ecuación (8), en donde se supone que existe conducción en el agua y en el metal que forma la pared del colector. Se adoptó un coeficiente de convección h_{agua} de 300 w/m². El término l representa la altura del colector, el término a el ancho y e el espesor, de igual manera k es la conductividad térmica del material.

$$UA_{c-p} = \left(\frac{5}{h_{agua} \cdot l \cdot a} + \frac{5 \cdot e_{aisl1}}{k_{aisl1} \cdot l \cdot a} + \frac{5 \cdot e_{aisl2}}{k_{aisl2} \cdot l \cdot a} + \frac{5}{h_{win} \cdot l \cdot a} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$UA_{c-l} = \left(\frac{5}{h_{agua} \cdot l \cdot e} + \frac{5 \cdot e_{aisl1}}{k_{aisl1} \cdot l \cdot e} + \frac{5 \cdot e_{aisl2}}{k_{aisl2} \cdot l \cdot e} + \frac{5}{h_{win} \cdot l \cdot e} \right)^{-1} \quad (6)$$

$$UA_{c-s} = \left(\frac{5}{h_{agua} \cdot a \cdot e_{placa}} + \frac{e_{aisl1}}{k_{aisl1} \cdot a \cdot e_{placa}} + \frac{e_{aisl2}}{k_{aisl2} \cdot a \cdot e} + \frac{1}{h_{win} \cdot a \cdot e} \right)^{-1} \quad (7)$$

$$UA_{c-n} = \frac{5 \cdot k_{agua} \cdot e \cdot a}{l} + \frac{5 \cdot k_{metal} \cdot 2 \cdot (a + e) \cdot e_{metal}}{l} \quad (8)$$

Para calcular la radiación realizan un análisis de la radiación absorbida del sistema cubierta-placa colectora se utiliza el análisis realizado por Lucchini et al. (2012).

El flujo másico es una función de las diferencias de densidades y esta es función de su temperatura. Para poder determinarlo se utiliza la metodología propuesta para sistemas de circulación natural propuesta por Duffie y Beckman (2006).

El modelo físico-matemático propuesto para el tanque es el que realiza Duffie y Beckman (2006). Aquí, el modelo del tanque consiste de cinco nodos con temperatura uniforme, donde en cada uno de ellos realiza un balance de energía, las ecuaciones resultantes están concatenadas entre sí. Las ecuaciones (10) y (12) representan el balance de energía de los nodos superior e inferior y la ecuación (11) el balance de energía en un nodo intermedio, en donde los subíndices i identifican a cada nodo. En estas ecuaciones se considera las pérdidas de calor de los nodos al ambiente (UA_{t-s} , UA_{t-l} y U_{t-i}). La transferencia de calor entre los nodos debido a la conductividad del agua y las paredes del tanque (UA_{t-n}). El último término de las ecuaciones representa la variación de energía de cada nodo debido al flujo termosifónico.

$$m_{t-1} \cdot cp \cdot \frac{dT_{t-1}}{dt} = -(UA_{t-l} + UA_{t-s}) \cdot (T_{amb} - T_{t-1}) - UA_n \cdot (T_{t-2} - T_{t-1}) + \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{t-2} - T_{t-1}) \quad (10)$$

$$m_{t-i} \cdot cp \cdot \frac{dT_{t-i}}{dt} = -(UA_{t-l}) \cdot (T_{amb} - T_{t-1}) - UA_{t-n} \cdot (T_{t-i+1} - T_{t-i}) + \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{t-i+1} - T_{t-i}) \quad (11)$$

$$m_{t-5} \cdot cp \cdot \frac{dT_{t-5}}{dt} = -(UA_{t-l} + UA_{t-s}) \cdot (T_{amb} - T_{t-5}) - UA_{t-n} \cdot (T_{t-4} - T_{t-5}) + \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{in} - T_{t-5}) \quad (12)$$

Las suposiciones realizadas para simplificar el modelo fueron: a) el flujo del fluido es uniforme, b) el flujo de calor se considera unidimensional y c) las propiedades físicas son independiente de la temperatura. En la Figura 9 se muestra la red de conductancias térmicas que se empleó para estimar el comportamiento del tanque aislado y en la Figura 10 el esquema de las conductancias térmicas en un nodo del colector en donde no se ha representado el flujo de calor que ingresa al nodo por el flujo de energía entrante debido al flujo másico dentro del tanque ni por el flujo de extracción debido al uso.

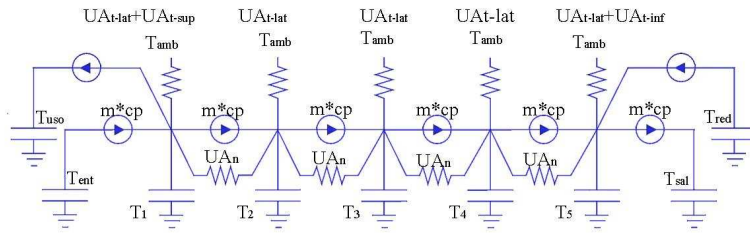


Figura 9: Esquema del equivalente eléctrico del tanque.

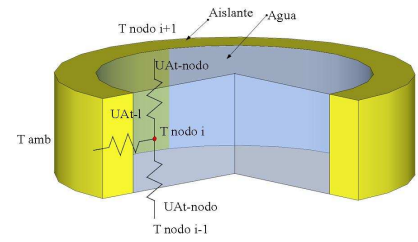


Figura 10: Esquema del equivalente eléctrico de un nodo del tanque.

La ecuación (13) representa las pérdidas de calor de cada nodo con el exterior a través de las superficies laterales. La ecuación (14) representa la conductancia total de calor del nodo superior e inferior con el exterior a través de la superficie. El coeficiente de transmisión de calor de un nodo con el nodo superior se calcula por la ecuación (15), en donde se supone que existe conducción en el agua y en el metal que forma la pared del colector. Se adoptó un coeficiente de convección h_{agua} de 300 w/m^2 . El término h representa la altura del tanque aislado.

$$UA_{t-l} = \left(\frac{5}{2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot h \cdot h_{agua}} + \frac{5 \cdot \log \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot k_{aisl}} + \frac{5}{2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot h \cdot h_{win}} \right)^{-1} \quad (13)$$

$$UA_{t-s} = \left(\frac{1}{h_{agua} \cdot \pi \cdot r_{int}^2} + \frac{r_{ext} - r_{int}}{k_{aisl} \cdot \pi \cdot r_{int}^2} + \frac{1}{h_{win} \cdot \pi \cdot r_{ext}^2} \right)^{-1} \quad (14)$$

$$UA_{t-n} = \left(\frac{5 \cdot k_{agua} \cdot \pi \cdot r_{int}^2}{h} + \frac{5 \cdot k_{met} \cdot \pi \cdot (r_{ext} - r_{int})^2}{h} \right)^{-1} \quad (15)$$

IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO COMPUTACIONAL

Para obtener la evolución de las temperaturas en cada nodo tanto del tanque aislado como del colector, se reescribieron las ecuaciones diferenciales resultantes del balance de energía en términos de incrementos pequeños de la variable tiempo. Por último estas ecuaciones se colocaron en sendos arreglos matriciales representados en las ecuaciones (16) y (17), en donde $\overline{\overline{A}}$ es una matriz tri-diagonal relacionada con las pérdidas de energía del nodo, $\overline{\overline{D}}$ es un vector relacionado con las pérdidas de energía del nodo, $\overline{\overline{E}}$ es un vector relacionado con las ganancias de energía del nodo, $\overline{\overline{F}}$ es un vector relacionado con el flujo termosifónico y $\overline{\overline{G}}$ es un vector relacionado con el flujo de red.

$$\frac{\Delta T_{ni+1}}{\Delta t} = \overline{\overline{A}}_c \cdot \overline{\overline{T}}_{n-i} + \overline{\overline{D}}_c \cdot T_{amb} + \overline{\overline{E}}_c + \overline{\overline{F}}_c \cdot T_{ent} \quad (16)$$

$$\frac{\Delta T_{ni+1}}{\Delta t} = \overline{\overline{A}}_t \cdot \overline{\overline{T}}_{n-i} + \overline{\overline{D}}_t \cdot T_{amb} + \overline{\overline{F}}_t \cdot T_{ent} + \overline{\overline{G}}_t \cdot T_{red} \quad (17)$$

Por último se destaca que las cañerías al ser de poca longitud y aisladas se supuso que no existen pérdidas de calor en ellas, por lo que la temperatura de salida del colector es la temperatura de entrada en el tanque aislado y la temperatura de salida del tanque aislado es la temperatura de entrada al colector.

La simulación se lleva a cabo utilizando el método de diferencias finitas, en la Figura 11 se observa un diagrama de bloque simplificado, en donde se muestran los principales pasos para el programa de simulación.

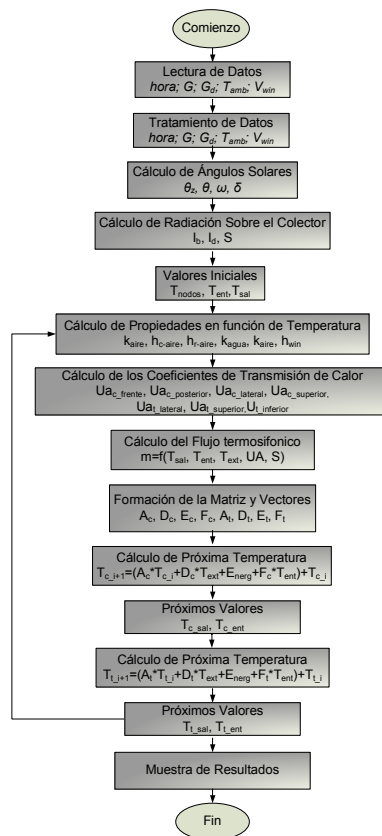


Figura 11: diagrama de bloque.

DESARROLLO EXPERIMENTAL

En la Figura 12 se muestra el esquema de la ubicación de las termocuplas en el interior del tanque, y en la Figura 13 muestra la disposición de cada termocupla en el colector, sobre la placa absorbidora. Para las mediciones de temperaturas se emplearon termocuplas tipo T. Además de las temperaturas en el sistema se registro la radiación solar global y la radiación sobre el plano del colector, utilizando dos piranómetros fotovoltaico de marca LI-COR. Todos los datos fueron tomados y almacenados por un sistema de adquisición de datos Agilent modelo 34970A. Una estación meteorológica marca PEGASUS modelo EP2000 se usó para registrar la velocidad del viento, humedad relativa y temperatura ambiente.

Las termocuplas fueron fijadas a la placa absorbidora mediante un pegamento del tipo epoxico como se observa en la Figura 14 y en el tanque las termocuplas fueron envainadas dentro de agujas veterinarias de tamaño 20 x 2 mm. En la Figura 15 se muestra la evolución de la temperatura en el nodo 3. T3, T6 y T7 se miden en distintas ubicaciones de la placa absorbidora y se comprueba que las temperaturas a lo ancho del colector se mantienen constantes. (ver también Figura 13)

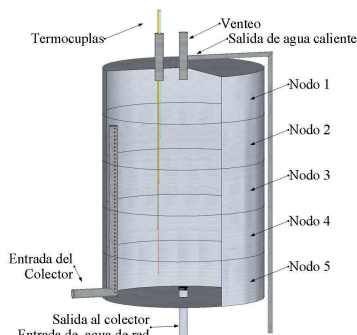


Figura 12: Esquema de los nodos y ubicación de las termocuplas en el tanque.

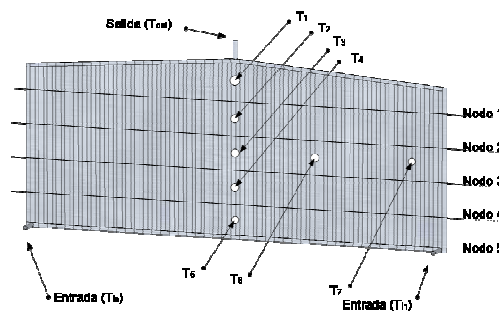


Figura 13: Esquema de los nodos y ubicación de las termocuplas en el colector.



Figura 14: Termocuplas en el colector, a) parte trasera del colector, b) detalle de la colocación de termocuplas.

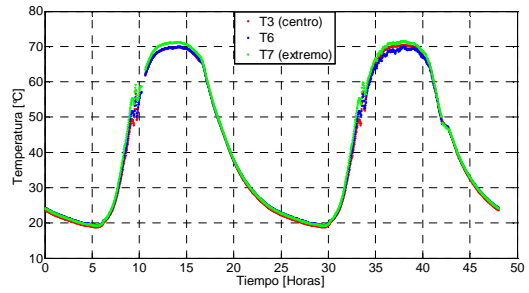


Figura 15: Comparación de temperaturas en un mismo nodo del colector.

VALIDACIÓN MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO

Para validar el modelo físico-matemático se comparó la respuesta del modelo computacional con las mediciones de temperatura tanto en el colector como en el tanque frente a dos situaciones una sin descarga del sistema y otra con descarga del sistema. En las Figuras 16, 17, 18 y 19, se representaron las temperaturas de los nodos superior e inferior del tanque aislado como del colector. Las líneas punteadas corresponden a datos de temperatura medidos y las líneas continuas representan las temperaturas calculadas por el modelo físico-matemático. Así también las líneas azules corresponden a las temperaturas más frías, el último nodo y las líneas rojas corresponden a las temperaturas más altas, el primer nodo. Las líneas en verde indican la temperatura ambiente registrada.

Se usaron los datos de dos días, 16 y 17 de enero de 2011, para la validación del sistema sin descarga, esto se muestra en las Figuras 16 y 17. En cambio se utilizaron datos de tres días, 5, 6 y 7 de agosto de 2011, para la validación del sistema con descarga, esto se muestra en las Figuras 18 y 19. Cabe destacar que los datos utilizados en el sistema con descarga tienen la particularidad de no ser todos los días soleados, el último día se muestra nublado con baja radiación.

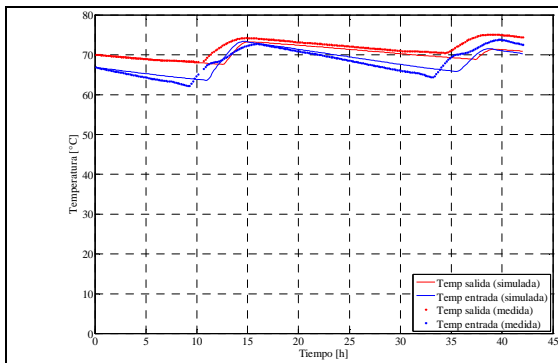


Figura 16: Temperaturas simulada y medida del tanque sin descarga.

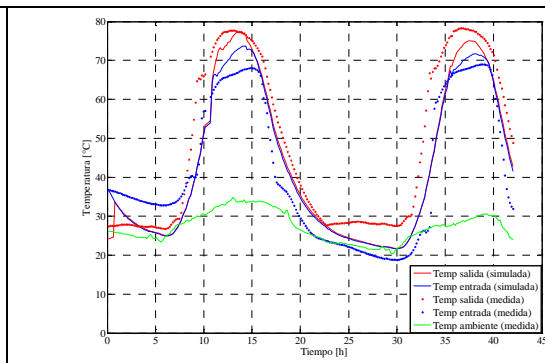


Figura 17: Temperaturas simulada y medida del colector sin descarga.

CONCLUSIONES

Se puede concluir que se logró una buena aproximación ya que al calcular el error porcentual en el tanque aislado se lograron valores menores al 3 % y en el colector errores menores al 6 % exceptuando los intervalos de tiempo al inicio y al final del calentamiento, esto se debe a que existe un pequeño corrimiento de la respuesta de simulación frente a la real y al tener grandes pendientes las curvas, causa un error mayor.

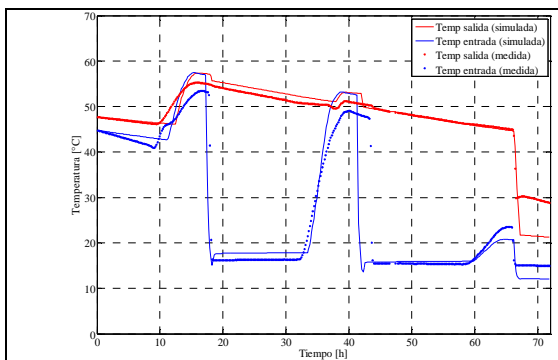


Figura 18: Temperaturas simulada y medida del tanque con descarga.

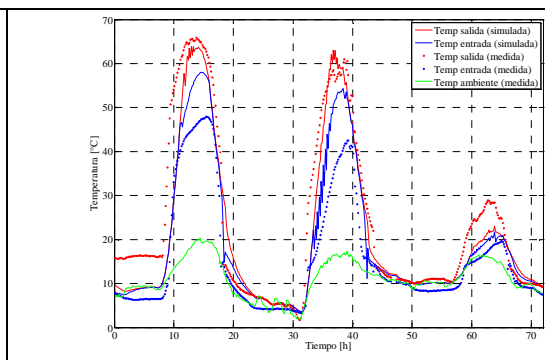


Figura 19: Temperaturas simulada y medida del colector con descarga.

Podemos concluir que se ha obtenido un modelo analítico que permite evaluar la temperatura de salida de un sistema termosifónico, teniendo en cuenta la inercia térmica del colector. Por lo que podemos decir que se cuenta con una herramienta de simulación que permite evaluar estos sistemas y que en trabajos futuros, se podrá identificar los puntos críticos del sistema real, como así también contribuirán a formular propuestas para optimizar diseños y utilización de materiales mediante un análisis de sensibilidad de las variables presentes en el modelo.

NOMENCLATURA

	Índice		
a	Ancho del colector.	aisl	Aislante.
at	Altura del tanque.	c	Colector.
Cp	Calor específico.	cond	Conducción.
e	Espesor del colector.	conv	Convección.
h	h coeficiente de convección	ent	Entrada.
k	Coeficiente de conducción de calor.	f	Frente.
l	Longitud del colector.	l	Lateral.
m	Masa del nodo.	n	Nodo.
\dot{m}	Flujo másico.	p	Posterior.
r	Radio del tanque.	poli	Policarbonato.
T	Temperatura.	rad	Radiación.
UA	Producto de coeficiente de transmisión de calor por el área.	s	Superior.
	Subíndice	t	Tanque.
amb	Ambiente.	wind	Viento.

REFERENCIAS

- ASHRAE. (2003). Standard ANSI/ASHRAE 93-2003, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Atlanta. USA.
- Barral J. R. Morichetti G. Galimberti P. Fasulo A. (2001). Evaluación de la Energía Solar Absorbida por un Colector Acumulador Integrado Monotanque con Cubiertas de Policarbonato Alveolar. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente 5, 61-64.
- Barral J. R. Word B. D. (1997). Modelo Computacional Analítico para el Estudio de Colectores Acumuladores Integrados Tubulares. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente 1, 61-64.
- Duffie J.A. y Beckman W.A. (2006). Solar Engineering of Thermal Processes, 3ª edición. John Wiley and Sons, Inc. New York.
- Fasulo A. Follari J. and Barral J. (2001). Comparison Between a Simple Solar Collector Accumulator and a Conventional Accumulator. Solar Energy 71, 6, 381-401.
- Follari J. y Fasulo A. (1998). Veinte años con los calefones solares argentinos. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente 5, 1-6.
- Hollands K. G. T. y Lightstone M. F. (1986). A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems. Solar Energy 43, 2, 97-105.
- Huang B. J. Hsieh C. T. (1985). A Simulation Method for Solar Thermosyphon Collector. Solar Energy 35, 1, 31-43.
- ISO. (1995). International Standard ISO 9459-2 Solar heating – Domestic water heating systems – Part 2: Outdoor test methods for system performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems. International Organization for Standardization. Suiza.
- Lucchini, J. M. Stoll, R. G. Garnica, J. H. y Barral, J. R. Modelado físico-matemático de un colector solar del tipo placa plana con inercia térmica. Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica (III CAIM 2012). Aprobado, en Prensa.
- Morrison G. L. (1986). Reverse circulation in thermosyphon solar water heaters. Solar Energy 36, 4, 377-379.
- Morrison G. L. y Wood B. D. (1999). Packaged solar water heating technology, twenty years of progress. Proceedings of the ISES Solar World Congress. Jerusalén, Israel.

ABSTRACT: This work shows the development of a physical-mathematical model for a thermosyphonic system, which is validated by comparisons with experimental data. The goal was to find a tool to make simulations, considering that the collector of this system has a relatively high thermal mass and the cover is made of polycarbonate, for which no similar analytical studies were found in the bibliography. Both the tank and the collector were divided into five nodes of uniform temperature to develop the model; an energy balance was posed for each node, and the equations, which resulted coupled, were rewritten in matrix form to be solved by finite difference methods. Theoretical and experimental results are shown by means of figures, which support the model validation. The knowledge of the system functioning in detail will allow working in the identification of critical points, sensitivity of parameters and optimization of materials.

Keywords: solar energy, simulation, thermosyphon, hot water, thermal inertia.