

**CALENTADOR SOLAR HIBRIDO DE AIRE – AGUA: ENSAYO  
EXPERIMENTAL Y SIMULACION #**

A. Iriarte<sup>1</sup>, C. Rodríguez, V. García, V. Luque y L. Saravia<sup>1</sup>  
Grupo de Energías Renovables Catamarca, INENCO – CONICET  
Facultad de Ciencias Agrarias, Universidad Nacional de Catamarca  
M. Quiroga N° 93, 4700 – Catamarca, Argentina. [iriarteadolfo@gmail.com](mailto:iriarteadolfo@gmail.com)

**RESUMEN:** En zonas donde las temperaturas son bajas, el problema más común asociado con los calentadores solares de agua es la posibilidad de daños debidos a la congelación del agua. Se propone un calentador solar de aire convencional en combinación con un intercambiador calor aire – agua, en donde el aire caliente del colector cede su calor al agua fría que esta en el sistema de intercambio, perfectamente aislado y fuera de la posibilidad de congelamiento. Este intercambiador esta a su vez conectado con un tanque de almacenamiento. La trasferencias de calor, aire – agua y la circulación del agua del intercambiador al tanque, se realizan por convección natural. La relación entre el área de coleccion y volumen de los tanques de almacenamiento, es el adecuado. Se analizan los resultados experimentales referidos a las distintas condiciones de funcionamiento del calentador, mostrándose las diferentes temperaturas del mismo, sin extracciones. La simulación numérica con SIMUSOL permite obtener información para optimizar las relaciones entre las tres componentes del sistema.

**Palabras clave:** Calentador solar hibrido, Calentador solar anticongelante, Calentador solar aire - agua

**INTRODUCCION**

En los calentadores solares de agua con circulación natural o en termosifón, la circulación del fluido está impulsada por las fuerzas ascendentes, debidas a la diferencia de densidades entre el agua caliente y fría. Estos calentadores pueden clasificarse como: a) sistemas directos en los que el agua que se calienta pasa directamente a través de los colectores; b) sistemas indirectos en los que el calor se transfiere a un fluido en un circuito cerrado, fluido de trabajo intermedio, que transfiere el calor al agua almacenada. En ambos casos, cuando se usan sistemas de bombeo para la circulación del fluido, se denominan de flujo forzado.

Los sistemas indirectos se utilizan cuando el colector y acumulador necesitan ser protegidos de heladas o de la corrosión de la red local de agua. Los calentadores solares de agua por termosifón directo son más baratos que los indirectos y los de flujo forzado, porque no es necesario utilizar bombas activas o sistemas de control. Por tanto, la inversión de capital inicial puede tener un corto periodo de recuperación.

En los sistemas de termosifón la optimización del diseño y la modelización son un poco más difícil de lograr que en los casos de circulación forzada. El caudal del fluido a través del colector en termosifón varía con las condiciones de funcionamiento y, por tanto, los coeficientes de transferencia de calor en los componentes del sistema varían con el tiempo.

Para temperaturas muy bajas, el problema más común asociado con estos calentadores es la posibilidad de daños debidos a la congelación del agua. Para proteger los colectores de estos daños se sugieren algunos métodos: a) el uso de una válvula solenoide o válvula mecánica en los colectores para drenar el agua de ellos cuando la temperatura llega a su punto de congelación; b) el uso de anticongelante como fluido indirecto y c) el uso de calentadores solares de aire con un intercambiador de calor para el calentamiento del agua caliente.

A pesar de que la eficiencia del colector solar de aire es inferior a la de uno con líquido como fluido de intercambio, su rendimiento global no es necesariamente menor (Iriarte *et al.* 1988). Por lo tanto, para aplicaciones domésticas, el calentamiento de agua mediante colectores solares de aire, conocidos como calentadores de agua solares híbridos, puede ser interesante si se logra un intercambiador de baja complejidad y costo razonable. Loth y Polymer (1978), Iriarte *et al.* (1979, 1980, 1981), Ahumada *et al.* (1984), Bansal *et al.* (1987) y Garg H. P. (1992) proponen un sistema de este tipo debido a la simplicidad de su plomería, ausencia de congelamiento y de problemas de corrosión en la placa colectora. De Winter (1975) ha estudiado un calentador de agua solar con un intercambiador de calor en un ciclo cerrado, llegando a las expresiones numéricas para la optimización del sistema.

El prototipo de calentador solar hibrido aire – agua con un intercambiador compacto desarrollado por Iriarte *et al.* (1981) y modificado por Ahumada *et al.* (1984), fue instalado en 1987 en el paraje de Laguna Blanca, Dpto. Belén, Catamarca, ubicado al oeste de la capital provincial (25°30' S 66°24' O) a 4.000 m s.n.m., con registros mínimos de temperatura de -20 °C. También se instaló en igual fecha, como referencia, un calentador solar de agua en termosifón directo con placa diseñada para evitar roturas por congelamiento. La vida útil de este último fue de 10 años, con un rendimiento menor que el

---

# Parcialmente financiado PFIP, UNCa, CONICET

<sup>1</sup> Investigador del CONICET

de aire – agua (Iriarte *et al.* 1988), mientras el de aire-agua, después de 21 años, aún continúa en funcionamiento sin ningún tipo de mantenimiento.

En este trabajo se discute el diseño, funcionamiento y modelo de simulación de un sistema que incluyen colector de aire, intercambiador de calor aire – agua y un tanque de almacenamiento de agua. Se detallan los resultados de las mediciones realizadas durante los ensayos, el modelo de simulación usando el SIMUSOL y el ajuste del mismo con los datos experimentales.

## DESCRIPCIÓN DEL CALENTADOR

Un diagrama esquemático del sistema se muestra en la Fig. 1. Este sistema de calentamiento híbrido de aire-agua cuenta con tres sectores: colector solar de aire; intercambiador de calor aire-agua; y tanque de almacenamiento de agua caliente. Estas tres unidades están conectadas entre sí a través de: conductos en el caso de aire y por cañerías en el caso del agua. La Fig. 2 es una vista del equipo en el Centro de Ensayos y Certificación de Equipos Solares, ubicado en el INTA Catamarca, campo donde se realizaron los ensayos.

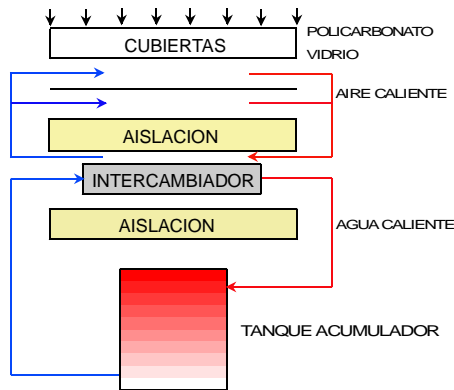


Fig. 1. Esquema de funcionamiento del calentador híbrido



Fig. 2. Vista del calentador híbrido con una sola cubierta

El colector calentador de aire usado para el calentamiento de agua mediante un intercambiador de calor es de diseño convencional. Tiene doble cubierta y la placa colectora es una chapa ondulada de hierro pintada de negro. La cubierta interior es de vidrio de 3 mm, que con la placa colectora forma un canal superior por donde circula el aire en convección natural. La placa base, que con la placa absorbidora forma un conducto por donde también pasa el aire, es de chapa de hierro liso, aislada con 5 cm de poliuretano por parte posterior. La cubierta exterior es de policarbonato alveolar de 4 mm.

En el conducto que forma la aislación de la placa base y el fondo de la caja que constituye el colector, se instaló un intercambiador de calor aire – agua. El intercambiador utilizado es de placas planas de acero inoxidable de 2 m<sup>2</sup> de superficie de intercambio. Las placas están soldadas en si, formando un conducto por donde circula el agua. Tiene en su parte mas baja el ingreso de agua fría y en la parte superior la salida de agua caliente que se conecta con el tanque de acumulación.

El tanque de almacenamiento de agua es de polietileno de alta densidad, alto peso molecular y alta resistencia, tiene una capacidad efectiva de 120 litros. Está convenientemente aislado con poliestireno granulado. El espesor del aislamiento utilizado se asume que es en promedio de unos 5 cm. El tanque esta montado sobre una estructura metálica simple, conectándose con el intercambiador en forma semejante a un colector solar tradicional.

## MODO DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HÍBRIDO

El sistema integrado por los tres componentes descriptos, colector de aire, intercambiador de calor metálico y termotanque, operan en convección natural con dos circuitos convectivos independientes. El aire dentro del colector, entre la cubierta interna y la placa absorbidora y entre ésta y la placa base, se calienta con la radiación solar y asciende. Al llegar a la parte superior desciende circulando por los conductos que forman el intercambiador y las paredes de la caja, transfiriendo parte de calor al agua. El agua calentada de esta manera circula desde el intercambiador al tanque de almacenamiento en dirección opuesta a la del aire caliente. El aire con menor temperatura que sale de los conductos del intercambiador de calor se convierte en la entrada del colector de aire, cerrando el ciclo de termocirculación del aire. Este proceso se repite hasta que la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento alcanza su valor máximo.

El agua caliente que sale del intercambiador de calor se recoge en la parte superior del tanque de almacenamiento. El agua que entra en el intercambiador proviene de la parte inferior del reservorio, lugar donde ingresa el agua de la distribución domiciliaria cuando se produce una extracción. De esta forma, en el tanque se establece un gradiente de temperatura de manera que la más fría esta en la parte inferior y la más caliente en la superior. Tanto el aire y como el agua circulan hasta la temperatura del tanque de almacenamiento alcanza su máximo nivel.

Cuando comienza a disminuir la radiación solar y la temperatura del aire baja respecto a la que tiene el agua en el intercambiador, el proceso se detiene hasta que se establece de nuevo la condición para que la transferencia de calor se produzca desde el aire al agua.

## ANÁLISIS TEORICO

Con el fin de simplificar la formulación y el análisis teórico del funcionamiento del sistema de calentamiento solar híbrido de agua, se supone que los ductos de conexión, la unidad de almacenamiento de agua y el calentador solar de aire, así como la unidad de intercambio de calor, están muy bien aisladas y no pierden calor a través de ellos por afuera de los circuitos establecidos. También se supone, como simplificación matemática, que no hay pérdida de calor a través de las paredes internas de la caja y que el intercambiador está perfectamente aislado con respecto al ambiente exterior.

### *Colector solar de aire y tanque de almacenamiento*

Las ecuaciones del balance energético que rigen el comportamiento de los diferentes componentes del calentador de aire se obtienen de considerar la conservación de la energía a cada uno de los componentes del sistema por separado, Cubiertas, Placas absorbedoras, Flujo de aire y Tanque de almacenamiento, cuyo detalles pueden consultarse a Duffie J. F. y Beckman A., 1974 y 1991. Se explicita solo lo que corresponde al tanque a almacenamiento:

$$\text{Tanque de almacenamiento: } q_u = \frac{M_w C_w}{\Delta t} (T_{w,T} - T_{w,eI}) - U_S A_S (T_{w,eI} - T_{a,ex}) \quad (1)$$

### *Determinación de los coeficientes de transferencia de calor para el aire del colector*

Los coeficientes de transferencia calor por radiación están dados por:

$$h_{r,c-a,ex} = \epsilon_c \sigma (T_c^4 - T_{sk}^4) / T_c - T_{a,ex} \quad (2)$$

$$\text{donde: } T_{sk} = 0,0552 (T_{a,ex})^{1,5} \quad (3)$$

$$h_{r,p-c} = \sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c) / (1 / \epsilon_v + 1 / \epsilon_p - 1) \quad (4)$$

$$h_{r,p-b} = \sigma (T_p^2 + T_b^2) (T_p + T_b) / (1 / \epsilon_b + 1 / \epsilon_p - 1) \quad (5)$$

### *Intercambiador de calor y tanque de acumulación*

El intercambio de calor entre el aire y agua se puede expresar con las siguientes ecuaciones, despreciando las pérdidas en el circuito del aire:

$$q_u = \dot{m}_a C_a (T_{a,sC} - T_{a,eC}) \quad (6)$$

$$q_u = \dot{m}_w C_w (T_{w,sI} - T_{w,eI}) \quad (7)$$

$$q_u = A_I h_{c,a-w} \Delta T_L \quad (8)$$

La diferencia media logarítmica se puede expresar, teniendo en cuenta que se trata de un intercambio de calor en flujo contracorriente de la siguiente forma:

$$\Delta T_L = \frac{(T_{a,eI} - T_{a,sI}) - (T_{w,sI} - T_{w,eI})}{\ln \frac{T_{a,eI} - T_{w,eI}}{T_{a,sI} - T_{w,eI}}} \quad (9)$$

Las ecuaciones (6) y (7) son las ecuaciones de balance de calor del flujo másico de aire y agua. La ecuación (8) involucra a la transferencia de calor entre el aire y agua en el intercambiador, usando la diferencia media logarítmica ( $\Delta T_L$ ) y el coeficiente de transferencia de calor entre el aire del colector y agua en el interior del intercambiador ( $h_{c,a-w}$ ).

La suposición de que no hay pérdida de calor de los conductos o ganancia de calor permite suponer que la temperatura de entrada del colector ( $T_{a,eC}$ ) es igual a la temperatura aire a la salida del intercambiador de calor y también que la temperatura de salida del colector ( $T_{a,sC}$ ) es igual a la temperatura del aire a la entrada del intercambiador de calor ( $T_{a,eI}$ ). En el mismo sentido, la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor ( $T_{w,sI}$ ) es igual a la temperatura del agua a la entrada al tanque de almacenamiento ( $T_{w,eT}$ ) y la salida la temperatura del agua del tanque de almacenamiento ( $T_{w,sT}$ ) es igual a la temperatura de entrada de agua del intercambiador de calor ( $T_{w,eI}$ ).

### *Evaluación térmica experimental*

La determinación de la temperatura se realizó mediante la instalación de termopares cobre-constatán en distintos puntos del colector, intercambiador, entradas y salidas de agua y aire, y en tanque de acumulación de agua. En este reservorio se instalaron 10 termopares distribuidos cada tercio de su volumen; para determinar la variación de temperatura a lo largo y ancho del mismo. Estos sensores se conectaron a sistemas de adquisición de datos tipo ADAM, alimentado por una fuente de continua, la que se le adicionó una UPS para garantizar su funcionamiento continuo. Los termopares fueron calibrados con una precisión de  $\pm 0,5$  °C.

La radiación se midió con un piranometro Kipp & Zonen, sobre superficie inclinada con el mismo ángulo del colector. Se dispone como apoyo de una estación meteorológica que mide velocidad y dirección de vientos, humedad, temperatura ambiente y radiación sobre superficie horizontal.

La eficiencia global del sistema calentador solar se determinó mediante la cantidad de calor útil / la radiación solar recibida sobre superficie horizontal, siempre sin extracción de agua.

**Modelo de simulación**

El modelo utilizado se basa en la analogía eléctrica; las simulaciones se realizaron mediante el programa SIMUSOL que calcula numéricamente el funcionamiento transitorio de distintos sistema físicos (Saravia L. y Saravia D. 2000). El SIMUSOL utiliza como base para realizar los cálculos el programa SCEPTRE y para la entrada de datos el programa DIA que permite el trazado de elementos que representan los sistemas térmicos y segmentos que los unen formando diagramas. Los resultados se presentan en forma gráfica utilizando el programa GNUPLOT.

Teniendo en cuenta el circuito térmico se construyó el circuito utilizando el SIMUSOL. El ajuste del modelo se realizó comparando las siguientes temperaturas: placa, aire sobre la placa, entrada y salida del aire en el colector, sobre el intercambiador, entrada y salida del intercambiador y promedio en el tanque de acumulación, con la obtenida en los ensayos experimentales. Las variables de ajuste fueron la radiación sobre placa colectora y los coeficientes conductivos y convectivos.

**ANALISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

**Ensayos experimentales**

Del análisis de los resultados obtenidos durante 30 días de ensayo se desprende una buena respuesta de la combinación entre las tres unidades descriptas. Los datos que se muestran en este trabajo corresponden a un solo día, luego de un cambio completo de agua. El ensayo que se muestra no tiene extracción diaria de agua.

En la figura N° 3 se muestra el comportamiento del colector de aire respecto de las temperaturas del aire sobre la placa colectora ( $T_{a,sP}$ ) y temperatura de aire por debajo de la placa ( $T_{a,dP}$ ) y la temperatura ambiente ( $T_{a,ex}$ ), en función de la hora local. Los valores de radiación para esta experiencia sobre superficie inclinada, al medio día solar fueron de  $965 \text{ W m}^{-2}$ , para un día claro de invierno. Un hecho destacable es que la diferencia de temperatura entre el aire sobre la placa y por debajo de ella, en muy pequeña. En las horas de mayor radiación es ligeramente superior la de arriba, como era de esperarse. Los valores máximos están cerca de los  $81 \text{ }^\circ\text{C}$ , esto es, 50 grados por encima de la temperatura ambiente exterior.

En la figura N° 4 se muestran las temperaturas del aire a la entrada ( $T_{a,eC}$ ) y salida ( $T_{a,sC}$ ) del colector, temperatura del aire sobre el intercambiador ( $T_{a,sl}$ ) y la temperatura del ambiente exterior, en función de la hora local.

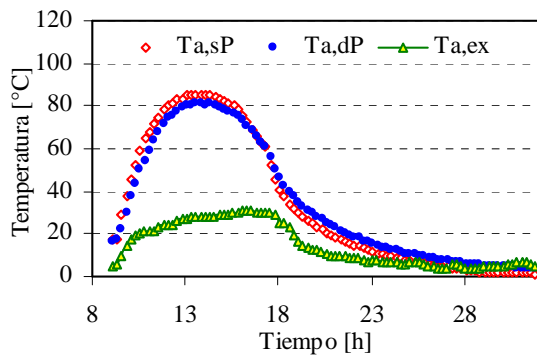


Fig. 3. Temperaturas del aire por arriba y debajo de la placa colectora

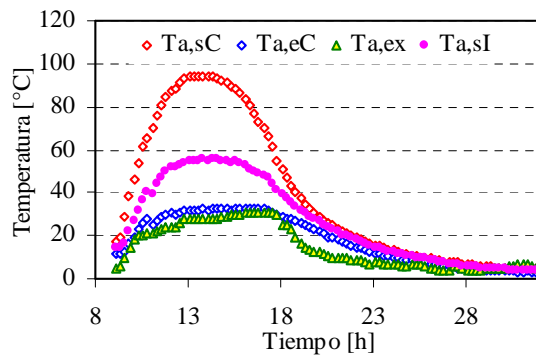


Fig. 4. Temperaturas del aire en su recorrido hacia el intercambiador

La temperatura de salida del colector es equivalente a la temperatura de entrada al ducto de intercambio y la salida del ductos es la entrada al colector, lo cual confirma la hipótesis de que las pérdidas en los conductos es despreciable. En la figura, se advierte que la temperatura del aire supera los  $95 \text{ }^\circ\text{C}$ , mientras el aire sobre el intercambiador tiene  $58 \text{ }^\circ\text{C}$  y sale del ducto de intercambio a  $32,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , lo que implica una transferencia de calor entre el colector y el ducto de intercambio del orden del 50 %, para el medio solar.

En la figura N° 5 se muestran las temperaturas del aire sobre el intercambiador ( $T_{a,sl}$ ), la temperatura de la superficie del intercambiador ( $T_{p,I}$ ), temperatura del aire debajo del intercambiador ( $T_{a,dI}$ ) en función de la hora local.

Para un coeficiente de transferencia de calor de  $10 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ , la eficiencia de intercambio para el medio día solar entre el aire y la superficie del intercambiador fue del 45 %. El intercambio promedio fue del 47 %, valor mayor que al medio día solar, porque depende de la diferencia media logarítmica que en los extremos del día solar, es muy grande. La eficiencia energética diaria en la transferencia de calor aire – agua fue de un 55,9 %.

En la figura N° 6 se muestran las temperaturas del agua a la salida del intercambiador ( $T_{w,sI}$ ), la temperatura promedio del agua en el tanque de acumulación ( $T_{w,T}$ ) y la temperatura del ambiente exterior, en función del tiempo, reasentado por la hora local.

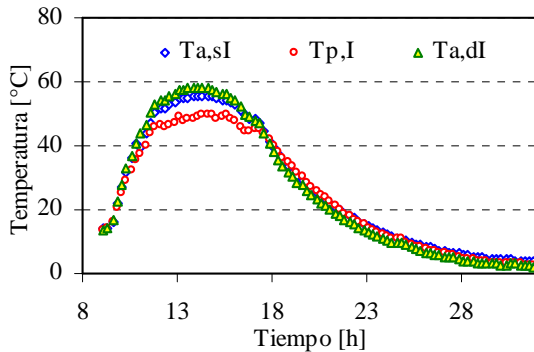


Fig. 5. Temperaturas del aire sobre, debajo y en la superficie del intercambiador

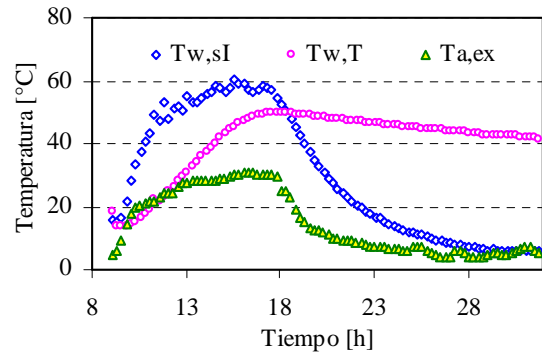


Fig. 6. Temperaturas ambiente exterior, agua a la salida del intercambiador y en el tanque (promedio)

Del análisis de los datos del calentador de agua, especialmente del tanque de acumulación de agua caliente, con agua a temperatura de la cañería de distribución domiciliaria ( $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) al inicio de la experiencia, se obtiene una ganancia de energía de  $18,2\text{ MJ}$  al final del día solar (18 horas) y con una energía solar incidente diaria de  $42,6\text{ MJ}$ , lo que proporciona una eficiencia global diaria de un  $42,7\%$ . La pérdida global nocturna del tanque durante 13,5 horas fue de  $4,2\text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ , noche calma con pequeñas ráfagas medias de  $0,12\text{ m s}^{-1}$ , temperatura mínima de  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  a las 4 a.m. local.

En la figura 7 se muestra la distribución de temperaturas promedio del agua ubicada cada cuarto del tanque, a lo largo del eje central, y la temperatura del agua a la salida del intercambiador (entrada al tanque  $T_{w,eT}$ ). El esquema de distribución de las temperaturas de la Fig. 7 en el tanque de acumulación se muestra a continuación:

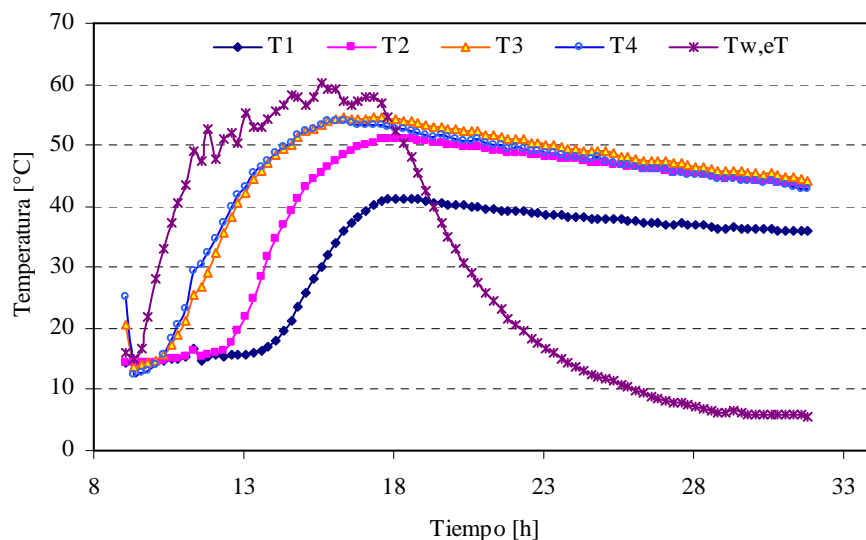
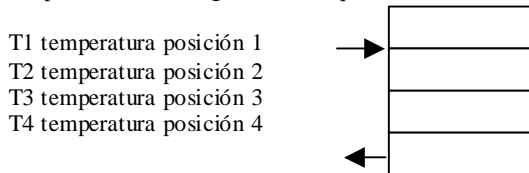


Fig. 7. Distribución de la temperatura del agua en el interior del tanque de almacenamiento

### Simulación del sistema

En la figura 8 se muestra el detalle de circuito equivalente térmico del colector híbrido de aire – agua con la simbología del SIMUSOL (Saravia *et al.* 2000). Los datos experimentales de entrada al modelo son la radiación exterior incidente sobre superficie inclinada y la temperatura ambiente exterior. Con el propósito de interpretar el esquema de la figura se detallan a continuación los nodos más importantes y su representación en el equipo real:

- RC1: flujo de radiación solar sobre la cubierta 1
- RC2: flujo de radiación solar sobre la cubierta 1
- C1: cubierta exterior

C2: cubierta interior  
 a1: aire sobre la placa colectora  
 a2: aire por debajo de la placa colectora  
 p1: placa colectora  
 p2: placa base  
 sa1: flujos másicos de aire sobre la placa colectora  
 sa2: flujos másicos de aire por debajo de la placa colectora  
 bol: flujo másico de aire que ingresa al ducto del intercambiador de aire – agua  
 ew: flujo másico de agua a la entrada del intercambiador  
 sw: flujo másico de agua a la salida del intercambiador  
 swc: flujo másico de agua del consumo (en este ensayo es igual a cero)

Los puntos seleccionados para el ajuste fueron las temperaturas del aire a la entrada - salida del colector, entrada - salida del agua en el intercambiador y la temperatura promedio del tanque. En este sentido en el modelo no se tuvo en cuenta la estratificación del tanque de acumulación de agua caliente, considerándolo un reservorio uniforme (Cmw). Las variables de ajuste del modelo fueron la radiación solar sobre la placa (coeficientes de absorción de las cubiertas y de la placa), coeficientes radiactivos de pérdida nocturna y coeficientes convectivos de transferencia de calor entre el aire y el intercambiador de calor. La curva de calentamiento de agua en el tanque producidas por el SIMUSOL difiere en un 2 % de los valores obtenidos experimentalmente, por lo que se considera que el ajuste es apropiado.

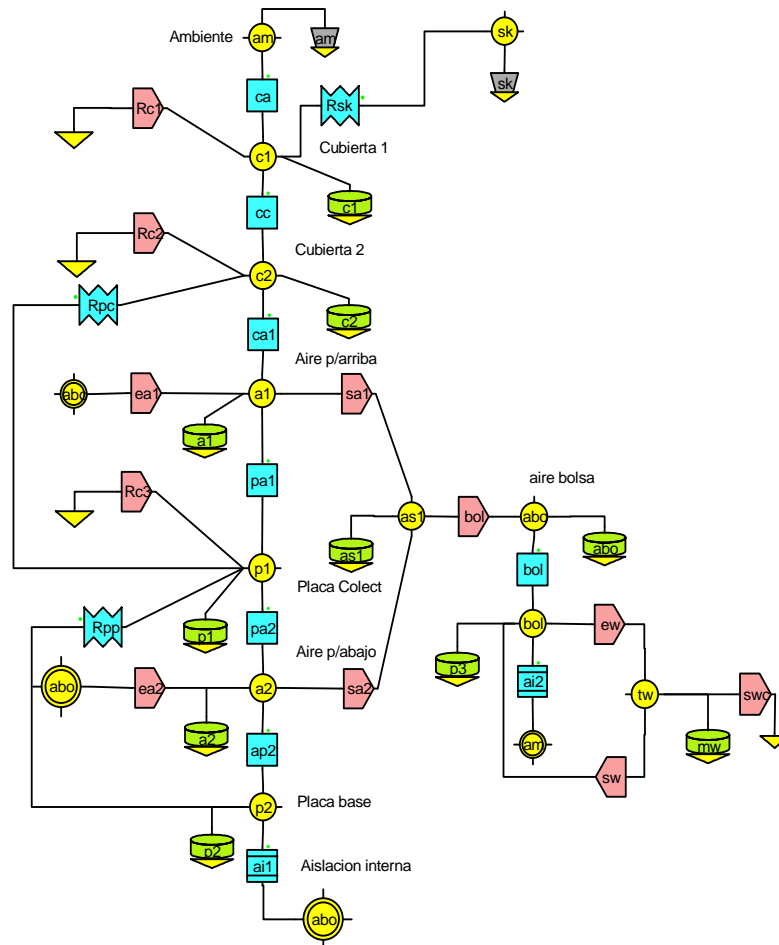


Fig. 8. Esquema del SIMUSOL para la simulación del sistema de calentamiento

## CONCLUSIONES

El calentador solar híbrido de aire – agua tiene una eficiencia global diaria (42 %) adecuada si se tiene en cuenta que se trata de un sistema indirecto. Se destaca la eficiencia de intercambio de calor entre el aire y el agua que produce una eficiencia energética diaria en el orden del 55.9 %. Esta diferencia entre ambos rendimientos indica que existen algunos problemas en el termosifón del agua hacia el tanque.

La utilización del software SIMUSOL permitió resolver el modelo teórico presentado y predecir el comportamiento del colector de aire - agua sin recurrir a resoluciones numéricas complicadas, lo que ayudará a mejorar el diseño del sistema, obteniéndose resultados que tienen un alto grado de correlación con los datos experimentales, lo que muestra que los coeficientes de transferencia utilizados en el modelo tienen valores razonables.

## NOMENCLATURA

$A_s$	Superficie de pérdida del tanque de acumulación [m <sup>2</sup> ]
$A_I$	Superficie de intercambio del intercambiador [m <sup>2</sup> ]
$C_a$	Calor específico aire [J kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$C_w$	Calor específico agua [J kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$m_w$	Flujo másico de agua [J kg °C <sup>-1</sup> ]
$m_a$	Flujo másico de aire [J kg °C <sup>-1</sup> ]
$M_w$	Masa de agua en el tanque de acumulación [kg]
$h_{c.a-w}$	Coefficiente de transferencia de calor por conducción entre el aire del colector y agua en el interior del intercambiador W m <sup>2</sup> °C <sup>-1</sup>
$h_{r,p-c}$	Coefficiente radiativo de transferencia de calor entre la placa y cubierta [W m <sup>2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$h_{r,p-b}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y placa base [W m <sup>2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$T_{sk}$	Temperatura de cielo [°C]
$T_{a,eC}$	Temperatura del aire a la entrada del colector [°C]
$T_{a,sC}$	Temperatura del aire a la salida del colector [°C]
$T_{a,eI}$	Temperatura del aire a la entrada del intercambiador [°C]
$T_{a,ex}$	Temperatura del aire ambiente exterior [°C]
$T_{a,sP}$	Temperatura del aire sobre la placa colectora [°C]
$T_{a,dP}$	Temperatura del aire debajo la placa colectora [°C]
$T_{p,I}$	Temperatura de la superficie del intercambiador [°C]
$T_{a,dI}$	Temperatura del aire debajo del intercambiador [°C]
$T_{w,T}$	Temperatura promedio del agua en el tanque de acumulación [°C]
$T_{w,sI}$	Temperatura del agua a la salida del intercambiador [°C]
$T_{w,eT}$	Temperatura del agua a la entrada del tanque de almacenamiento [°C]
$T_{w,sT}$	Temperatura del agua a la salida del tanque de almacenamiento [°C]
$T_{w,eI}$	Temperatura del agua a la entrada del intercambiador [°C]
$q_u$	Flujo de calor útil [W]
$\sigma$	Constante de Stefan Boltzman
$\epsilon$	Coefficiente de emisividad
$\Delta T_L$	Diferencia media logarítmica de intercambio aire - intercambiador [°C]

## REFERENCIAS

- Ahumada G., A. Iriarte y A. Amaya y L. Saravia "Uso de intercambiadores compactos aire - líquidos en calentadores solares de agua". Acta 9na. Reunión de ASADES San Juan, pág.171 - 178, 1984.
- Bansal N. K., Anil Kumar and A. K. Batra. Performance equations for a closed loop water heating system using a solar air heating collector. Energy 12, 53, 1987.
- De F. Winter. Heat exchanger penalties in double loop solar water heating systems. Solar Energ 17, 335, 1975.
- Duffie J. F. and W. A. Beckman. Solar Energy Thermal Processes. Wiley. New York, 1974.
- Duffie J. F. y A. Beckman, "Solar engineering of thermal processes". Ed. Wiley Interscience, 2da Ed. 1991.
- Garg H. P., C. Choudhury, Ranjana Jha. Performance prediction of a hybrid air-to-water solar heater. Renewable Energy, Vol. 2, N° 3, pp 211-218, 1992.
- Loth J. L. and G. M. Polymer. Hybrid air-to-water solar collector design. Proceedings of the 13th Intersociety Energy Conversion Conference. San Diego. California. p. I, 1978.
- Iriarte A., L. Saravia, *et al.*, "Calentamiento Solar de Agua con aire como fluido de intercambio". Actas 5ta. Reunión de ASADES, Córdoba, pág. 79 - 83, Tomo I, 1979.
- Iriarte A., L. Saravia, *et al.*, "Colector con intercambiador de aire - agua: Resultados experimentales". Acta 6ta. Reunión de ASADES Catamarca, pág. 193 - 208, 1980.
- Iriarte A., L. Saravia, *et al.*, "Calentador de agua con intercambiador aire - agua en circulación natural". Acta 7ma. Reunión de ASADES Rosario, pág. 45 - 59, 1981.
- Iriarte A., J. Marchioli *et al.*, "Ensayo y optimización de equipos solares en Laguna Blanca - Catamarca". Acta 13va. Reunión de ASADES Salta, pág. 163 - 167, Tomo I, 1988.
- Saravia L. y Saravia D. 2000. Simulación de sistemas solares térmicos con un programa de cálculo de circuitos eléctricos de libre disponibilidad. Avances Energías Renovables, Vol. 4, pp. 8.17 - 8.23.

**ABSTRACT:** : In areas where temperatures are low, the most common problem associated with solar water heaters is the possibility of damage due to water freezing. A conventional solar air heater is proposed in combination with a air - water heat exchanger, where the hot air of the collector gives heat to the cold water that is in the fully isolated exchange system, far from the possibility of freezing. This exchanger is in turn connected to a storage tank. The heat transfer, air - water, and the water circulation from the intercooler to the tank, is achieved by natural convection. The relationship between the collection area and volume of storage vessels is adequate. The experimental results related to several operating conditions of the heater are analyzed, and the different temperatures, without extractions, are shown. The numerical simulation with SIMUSOL makes it possible to obtain information for the optimization of the relationship between the three components of the system.

**Key words:** hybrid solar heater, antifreezing solar heater, solar air - water heater