

CALENTADOR SOLAR DE AGUA CON INTERCAMBIADOR DE CALOR Y VALVULA DE NO RETORNO QUE RESISTE EL CONGELAMIENTO

Chiabrera M.* ,Fabris A.** y Pracchia J.*

RESUMEN

Se presentan los resultados del ensayo en laboratorio y simulación de un calefón solar termosifónico con intercambiador de calor líquido-líquido de doble pared y válvula de no retorno que resiste condiciones de congelamiento de los colectores y evita la termocirculación inversa aún estando los colectores y el tanque a igual altura.

El calentamiento producido por los colectores fué simulado mediante un intercambiador de calor que permitía variar la temperatura entre -5 C y 80 C; se pudo de esta forma simular las condiciones de congelamiento y de fuertes ganancias solares.

El factor de penalidad inferido a partir de las mediciones debido al intercambiador de calor y utilizando una mezcla de propilenglicol-agua al 60% en el circuito de colectores, fue de entre 0.85 y 0.95, dependiendo éste de la temperatura. Las experiencias mostraron que la válvula de no retorno empleada (disponible en el mercado) es totalmente adecuada para impedir el flujo inverso.

1. INTRODUCCION

En la República Argentina a partir del año 1974 se comenzó a difundir el uso de calefones solares. Estos sistemas tienen una dudosa competitividad económica en aquellas localidades donde se cuenta con provisión de gas natural por red. En las zonas donde la provisión de combustible es complicada (transporte de tubos o garrafas sobre largas distancias) o donde durante una parte del año los caminos permanecen bloqueados son una interesante alternativa frente a otros métodos convencionales de calentamiento de agua sanitaria.

Existen en el mercado nacional alrededor de una decena de fabricantes de estos equipos, que abarcan la gama usual de calidades y precios. A pesar de esta situación aparentemente ideal, se observa que un número significativo de instalaciones han fracasado debido al congelamiento de los colectores solares y la consecuente destrucción de los mismos.

* Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales
+ Investigador del CONICET

Es llamativo que, a pesar de que el congelamiento del colector es un hecho previsible (que ocurrirá con alta probabilidad) en la mayor parte de nuestro país, no se hallan tomado los recaudos técnicos necesarios para solucionar este inconveniente.

Los enfoques actualmente empleados en otros países para superar este problema son los siguientes:

a) Protección con bomba y sensor de congelamiento

Consiste en el uso de calefones solares normales (circulación directa del agua a calentar por los colectores) análogos en todo a los utilizados en régimen de termosifón, con el agregado de una bomba de circulación y un controlador térmico diferencial. El mismo activa la bomba de circulación cuando la temperatura de salida del agua de los colectores es de 10 C a 15 C superior a la temperatura del agua en el tanque de acumulación. Cuando la ganancia de energía es muy pequeña, el controlador desactiva la bomba. Se coloca usualmente además de este control diferencial, un sensor de temperatura que activa la bomba en caso de que la temperatura del colector solar descienda por debajo de los 2 C, evitándose el congelamiento del colector por el calentamiento del mismo a expensas de la energía del agua acumulada en el tanque.

Esta es una buena solución cuando se dispone de energía eléctrica en el lugar de la instalación y la probabilidad que la temperatura del colector descienda por debajo de 0 C es baja.

La confiabilidad de esta alternativa es dudosa, ya que se ha demostrado en instalaciones realizadas en otros países que un sensor que esté mal instalado o una falta de energía eléctrica puede conducir a la inutilización de los equipos [1] y [2].

b) Protección con sistemas de drenaje del agua del colector

Es análoga a la protección con bomba salvo que mediante un sistema de válvulas eléctricas se drena el agua de los colectores ante la señal de alarma del sensor de congelamiento. La crítica a este sistema es análoga a la expresada para el sistema con bomba.

c) Protección con intercambiador de calor en el tanque de almacenamiento

Se utiliza un intercambiador de calor entre el circuito de colectores y el de acumulación. El fluido en el circuito de colectores es anticongelante. Se agregan una o dos bombas de circulación con controladores de temperatura. Este tipo de solución es bastante confiable y muy cara. Necesita energía eléctrica.

d) Circuito primario de aire (convección forzada)

Se utiliza aire como fluido primario en el circuito del colector, que no tiene problemas de congelamiento. Mediante un intercambiador aire/agua se calienta el agua del tanque de acumulación. La circulación de aire es forzada por un ventilador manejado por un controlador diferencial. El sistema es confiable, pero los bajos coeficientes de intercambio de calor en el colector y en el intercambiador de calor aire/agua y su alto costo lo hacen a nuestro juicio poco apropiado.

e) Circuito primario de aire (convección natural)

Es análogo al anterior, sólo que el aire se hace circular por termosifón. En [3], [4], [5] y [6] pueden verse los resultados de experiencias realizadas en el país con este tipo de sistemas. Las consideraciones efectuadas llevaron a los autores de este

trabajo a investigar las posibilidades de superar los problemas enunciados utilizando este tipo de sistemas.

f) Circuito primario de fluido anticongelante con intercambiador agua/agua, con circulación por termosifón

Es la alternativa que consideramos más adecuada a nuestras condiciones debido a que no necesita energía eléctrica para su implementación, es potencialmente bastante confiable y, dado que se trabaja con intercambiador de calor líquido/líquido las penalidades (disminución de eficiencia) que imponen su uso son potencialmente menores que la de los intercambiadores aire/agua a costo similar (Kg de Cu). No existe suficiente experiencia internacional en el uso de estos sistemas, los que aún no se han difundido suficientemente. Sin embargo y debido a su potencialidad, recientemente se han encarado trabajos sobre este tipo de sistemas [7].

2. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Se diseñó un intercambiador de calor que satisficiera una cantidad de requerimientos impuestos "a priori", y que fueron entre otros: baja pérdida de carga en el circuito de colectores, eficiencia aceptable, costo limitado, fácil adaptabilidad a los tanques de acumulación disponibles en el mercado y doble pared.

El diseño de este intercambiador se realizó siguiendo los métodos usuales de cálculo [8] y [9] a cuyo fin se confeccionó un programa en lenguaje BASIC que permitía predecir la efectividad y el factor de penalidad [10] del intercambiador en función de las características geométricas del tanque, como del intercambiador y de los espesores, y conductividades térmicas de los materiales y soldaduras, y de los coeficientes convectivos de intercambio de calor en el sistema. Luego de varias iteraciones y requiriendo una efectividad mínima del 50 % y un factor de penalidad menor que .1 se decidió elegir el diseño del intercambiador que puede verse en la Fig. 1 donde también puede apreciarse su geometría. Durante esta etapa se fue conciente de que las ecuaciones de cálculo son solamente aproximadas dado que éstas suponían un flujo forzado en el circuito de colector y no tomaban en cuenta las variaciones del coeficiente pelicular interno del tanque con la temperatura y la estratificación del mismo, pero se trataba de realizar solamente un cálculo inicial aproximado.

El intercambiador fue construido sobre un tanque estándar de hierro galvanizado de 160 litros de capacidad y utilizando Cu. Las uniones entre los tubos del intercambiador se realizaron con una aleación de Ag y la unión entre intercambiador y tanque se realizó con soldadura blanda de estaño 60/40. La Fig. 2 muestra el intercambiador construido.

3. EXPERIENCIAS DE LABORATORIO Y MEDICIONES REALIZADAS

3.1. Con circulación forzada en el circuito del intercambiador

Con el objeto de medir los parámetros característicos del sistema, se montó un dispositivo experimental cuyo esquema puede verse en la Fig. 3. El objetivo central era determinar el valor de la efectividad del intercambiador y el coeficiente de pérdidas de calor del tanque.

Se instalaron termocuplas en todo el sistema cuyas ubica-

ciones pueden verse esquemáticamente en la Fig. 3. Las termocuplas se conectaron a un sistema automático de adquisición de datos Hewlett Packard 3052A, el que fué programado para realizar las mediciones necesarias

El tanque con su intercambiador adosado fue aislado con medias cañas de poliestireno expandido de 2 pulgadas de espesor en su periferia. Las partes superior e inferior también se aislaron con un espesor de 2 pulgadas.

Forzando el flujo mediante la bomba de un baño termostático se hizo circular por el intercambiador agua a 50 C partiendo de una temperatura uniforme del tanque de 20 C. Luego de un periodo de calentamiento de 5 horas se cortaba el flujo por el intercambiador y se dejaba descender las temperaturas del sistema. La Fig. 4 muestra la evolución de las temperaturas del sistema para una de las tres experiencias realizadas (observar que en el gráfico el 0 de la base de tiempos se halla corrida una hora aproximadamente debido a dificultades con los archivos de esos datos)

Se midieron también los flujos de agua por el intercambiador.

Se repitió la experiencia utilizando una temperatura de 80 C al ingreso del intercambiador. El fluido de intercambio en estas experiencias fue agua y el caudal se normalizó a 2 l/min..

3.2. Con circulación por termosifón en el circuito del intercambiador:

Se montó un dispositivo para simular la circulación termosifónica en el circuito, reemplazando el usual colector solar por un intercambiador agua/agua. La camisa de este intercambiador se mantenía a temperatura constante mediante agua procedente de un baño termostático cuya temperatura podía variarse entre - 5 C y 80 C. El intercambiador consiste en dos tubos concéntricos de cobre de 3/4" y 1 1/4" de diámetro y 2 metros de longitud. El agua del baño circulaba en la camisa externa y líquido del circuito convectivo lo hacía por el caño mas pequeño.

Se instaló además una válvula de no retorno a la salida del intercambiador para impedir el flujo inverso. La Fig. 5 muestra un esquema del circuito convectivo con indicación de la ubicación de las termocuplas instaladas.

Variando la temperatura del encamisado fue posible analizar el comportamiento del sistema bajo condiciones similares a las reales pues la temperatura del mismo equivalía a la de los tubos del colector. Podía además cambiarse los fluidos de trabajo del circuito convectivo. La Fig. 6 muestra el montaje experimental construido. Se realizaron varias experiencias de calentamiento partiendo del sistema en equilibrio a aproximadamente 20 C. Luego de aproximadamente 24 horas se hacía descender bruscamente la temperatura del baño termostático para simular condiciones de termocirculación inversa; luego de algunas horas en este estado se volvía a elevar la temperatura del baño a 80 C. La Fig. 7 muestra la evolución de las temperaturas del sistema en una de estas experiencias.

Luego de realizar de algunas experiencias utilizando agua se repitieron las mismas con 60% de Propilenglicol y 40% de agua, mezcla que tiene un punto de congelamiento de -22 C.

4. INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.1. Experiencias con circulación forzada:

Para poder obtener los parámetros de transferencia de calor del sistema a partir de las experiencias realizadas (explicadas en el punto 3) se desarrolló un modelo semiempírico de tanque con intercambiador de calor. Los coeficientes indeterminados del modelo se ajustaron luego utilizando los valores experimentales.

El tanque se dividió en 5 zonas, pues se había medido las temperaturas a 5 niveles equidistantes.

Se plantean las ecuaciones de balance de energía entre el tanque y el intercambiador de calor para cada zona.

En el intercambiador de calor, y de acuerdo con la figura, el balance de energía para el fluido caloportador se puede escribir como:

Tf1	Z1
Tf2	Z2
Tf3	Z3
Tf4	Z4
Tf5	Z5
Tf6	

$$m \text{ Cp } (\text{Tf}(I+1,J) - \text{Tf}(I,J)) =$$

$$(F'(UA)_{\text{lat}})_{\text{int}} (\text{Tf}(I,J) + \text{Tf}(I,J+1)) / 2 - \text{Tf}(I,J)$$

donde I indica el instante de tiempo y J indica la posición, siendo:

$$\dot{m} \text{ Cp} = \text{caudal} \times \text{Ce del fluido}$$

$$\text{Tf} = \text{temperatura del fluido en el intercambiador}$$

de donde se puede predecir la temperatura del fluido en el intercambiador, para cada instante, teniendo la temperatura de entrada. En el tanque, el balance de energía en cada zona sería:

Para la zona 1:

$$(\text{Tf}(I+1,1) - \text{Tf}(I,1)) / \Delta t = E1 (\text{Tint}(I,1) - \text{Tt}(I,1) -$$

$$A (\text{Tt}(I,1) - \text{Tamb}(I)) - B (\text{Tt}(I,1) - \text{Tt}(I,2)) -$$

$$C (\text{Tt}(I,1) - \text{Tamb}(I))$$

donde se toma $\text{Tint}(I,J) = (\text{Tf}(I,J+1) + \text{Tf}(I,J)) / 2$

Tt = temperatura del tanque

es decir, de acuerdo con la figura, un promedio de las temperaturas de los extremos de la zona; y donde:

A es un coeficiente de pérdida por la tapa superior
 C es el coeficiente de pérdida por la parte lateral
 B es un coeficiente global de conducción entre zonas
 D es el coeficiente de pérdida por la parte inferior
 E1 es el coeficiente para la zona superior
 E2 es el coeficiente para la zona media
 E3 es el coeficiente para la zona inferior

Para la zona 2:

$$(T_t(I+1,2) - T_t(I,2)) / \Delta t = E2 (T_{int}(I,2) - T_t(I,2)) +$$

$$B (T_t(I,1) - T_t(I,2)) - B (T_t(I,2) - T_t(I,3)) -$$

$$C (T_t(I,2) - T_{amb}(I))$$

y así equivalente para las demás zonas, a saber, las zonas 3 y 4 equivalen a la 2 y la zona 5 equivale a la 1. Dando las condiciones iniciales y los valores de los coeficientes se pudo predecir la evolución de las temperaturas en el tanque de almacenamiento para un día completo de calentamiento y luego de enfriamiento, cortando la circulación por el intercambiador.

Los coeficientes fueron estimados a partir de los datos medidos, planteando las ecuaciones de balance de energía para cada zona, y para distintos instantes de tiempo, quedando en cada caso un sistema de ecuaciones que se resolvió obteniéndose valores aproximados de los coeficientes, que luego se ajustaron para minimizar la diferencia con las temperaturas medidas. Como resultado se obtuvieron los coeficientes del modelo que mejor lo ajustaban a la realidad experimental.

Los coeficientes de las ecuaciones planteadas que mejor ajustaron los datos experimentales son los siguientes:

A = .216 W/C	E1 = 26 W/C
B = 6.7 W/C	E2 = 18 W/C
C = .068 W/C	E3 = 11 W/C
D = 1.62 W/C	

Una comparación entre la evolución de las temperaturas medidas y calculadas por el modelo puede verse en la Fig. 8, donde puede observarse que el acuerdo es mejor que .4 C en todos los casos.

Se obtuvo también el valor de la efectividad del intercambiador de calor ϵ , utilizando la ecuación:

$$\epsilon = (T_{out} - T_{in}) / (T_{out} - T_b)$$

donde

T_{out} es la temperatura del fluido que sale del colector, que sería la de entrada al intercambiador (si se desprecian pérdidas colector-tubo).
 T_{in} es la temperatura de entrada al colector, que sería la de salida del intercambiador.
 T_b es la temperatura del agua dentro del tanque

El valor experimental obtenido fue de 0.54. El predicho por el programa de diseño del intercambiador (ver punto 2 de este trabajo)

fue de 0.56.

Con este valor medido de ϵ , se calculó la penalidad que introducía el intercambiador, utilizando la expresión:

$$F'R/FR = 1 / (1 + FR U_c A_c / (m C_p)) * (1/\epsilon - 1)$$

ver referencia (10) con valores típicos para colectores planos de una cubierta. El resultado es de 0.85, lo que se considera un valor aceptable [9] y [10].

A partir de las curvas de decaimiento de temperatura medidas (proceso de relajación) se obtuvo el valor del coeficiente de pérdidas térmicas del tanque obteniéndose un valor de 2.1 W/C. El inferido a partir de los espesores fue de 1.5 W/C. Se observa que el medido es un 30% mayor que el calculado, debido probablemente a los puentes térmicos de la aislación.

4.2. Experiencias con circulación por termosifón:

No fue posible aún interpretar exhaustivamente los resultados de estas experiencias porque no se ha completado aún el modelo detallado respectivo. Sin embargo de las mediciones realizadas pueden inferirse los valores de algunos parámetros de importancia para caracterizar la performance del sistema y su comportamiento frente a condiciones de circulación inversa.

El coeficiente global de pérdidas de calor del tanque fue calculado a partir del decaimiento de las temperaturas tal como fue comentado en la sección 4.1. Se obtuvo un valor de 2.1 W/C que resultó el mismo que para las experiencias con circulación forzada.

La efectividad, calculada a partir de los datos medidos utilizando en este caso la definición de efectividad apropiada:

$$\epsilon = (T_{out} - T_{in}) / (T_{out} - T_{inf})$$

T_{inf} = temperatura zona inferior del tanque

a partir de ella y con los valores del caudal estimados a partir de las mediciones de temperatura utilizando la ecuación:

$$\dot{m}_1 C_p \Delta T_1 = \dot{m}_2 C_p \Delta T_2$$

Donde: \dot{m}_1 = caudal por caño camisa
 \dot{m}_2 = caudal por intercambiador
 ΔT_1 = variación de temperatura en el caño camisa
 ΔT_2 = variación de temperatura en el intercambiador

que supone una pérdida de calor despreciable en los caños de interconexión superiores e inferiores y tomando los valores típicos para colectores planos de una cubierta ($F = .75$, $A = 2 \text{ m}^2$, $U = 7 \text{ W/m}^2\text{C}$) se calculó el valor del factor de penalidad por la introducción del intercambiador.

En la Fig. 9 puede verse representado este factor en función de $(T_t - T_{amb}) / T_{ent}$ que a los efectos de estas experiencias sería equivalente a $(T_t - T_{amb}) / I$ que es el parámetro usual utilizado para estudiar la variación del factor de penalidad. Se puede ver que la penalidad es aproximadamente constante con un valor medio de .88 que resulta un valor más que acep-

table. Resulta muy próximo al objetivo planteado inicialmente (10).

Se realizaron experiencias similares con una mezcla propilenglicol-agua (60% - 40%) en el circuito del colector con el objeto de estudiar la influencia de las propiedades de transporte de calor y viscosidad del fluido en el factor de penalidad introducido por el intercambiador.

Procediendo en forma análoga a la utilizada cuando el fluido de trabajo era agua, se calculó el factor de penalidad. En la Fig. 9 puede verse representado este factor. Análogamente a lo que sucedió utilizando agua, el factor resultó aproximadamente constante con un valor medio de .89, que al igual que antes resulta mas que aceptable.

5. TERMOCIRCULACION INVERSA:

De un análisis de la evolución de las temperaturas cuando se hacia descender bruscamente la temperatura del intercambiador que simulaba al colector, se puede asegurar que a pesar de existir una distribución de temperaturas que deberían haber producido termocirculación inversa, ésta no se produjo.

Esto se verificó experimentalmente debido a que el factor de pérdida de calor del tanque medido con temperaturas del intercambiador de -1 C resultó ser de 2.1 W/C, valor obtenido anteriormente sin flujo en el intercambiador. Se concluye entonces que la válvula de no retorno ha funcionado correctamente.

6. CONCLUSIONES:

Se ha diseñado, construido y medido el comportamiento de un sistema termosifónico de transferencia de calor con intercambiador en el circuito de colectores que sin introducir un factor de penalidad excesivo (.89) evita el congelamiento de los colectores (circuito con propilenglicol-agua) e impide la circulación inversa aún estando el tanque a una altura similar a la del colector. Se estima que este tipo de calefón solar es una solución real, simple y factible al problema del congelamiento de los calefones solares. Se ensayará un modelo experimental (con colectores solares) en condiciones reales para confirmar el concepto.

Se debe destacar la baja complejidad y gran confiabilidad que tiene este tipo de sistemas frente a otras soluciones alternativas.

Las modificaciones tecnológicas que implica la utilización de este concepto con respecto a los de termosifón sin intercambiador son de muy bajo nivel de complejidad.

Este trabajo forma parte de la Beca de Perfeccionamiento de la Licenciada Maria Susana Chiabrera (CONICET).

7. AGRADECIMIENTOS:

Se agradece a los Señores Benigno Sañudo y Bruno Mandel por la colaboración prestada en la realización de este trabajo.

Se agradece también al Señor Vogel por la construcción del equipo experimental y al Ing. Delfino de la Empresa FAPYM por el suministro de la válvula de no retorno utilizada en las experiencias.

8. REFERENCIAS

1. Chopra P., "WHY DO SOLAR SYSTEM FAIL?" Solar Engineering Magazine - October 1980, pp 14-21.
2. Schiller S. "FREEZE PROTECTION" - Solar Age - August 1981 - pp 26-29.
3. Iriarte A. et al "CALENTAMIENTO SOLAR DE AGUA CON AIRE COMO FLUIDO DE INTERCAMBIO", Actas de la 5ta Reunión de Trabajo de ASADES, 1979, pp 79-100.
4. Iriarte A. et al "COLECTOR CON INTERCAMBIADOR DE AIRE-AGUA, RESULTADOS EXPERIMENTALES", Actas de la 6ta Reunión de Trabajo de Reunión de Trabajo de la ASADES, 1980, pp 193-208.
5. Iriarte A. et al "CALENTADOR DE AGUA CON INTERCAMBIADOR DE AIRE-AGUA EN CIRCULACION NATURAL", Actas de la 7ma Reunión de Trabajo de la ASADES, 1981, pp 45-49.
6. Ahumada G., Iriarte A. et al "USO DE INTERCAMBIADORES COMPACTOS AIRE-LIQUIDO EN CALENTADORES SOLARES DE AGUA", Actas de la 9na Reunión de Trabajo de la ASADES, 1984.
7. Mertol A. et al "DETAILED LOOP MODEL ANALYSIS OF LIQUID SOLAR THERMOSYPHON WITH HEAT EXCHANGES", Solar Energy, Vol 27 Nr. 5, pp 367-386.
8. Kays & London, "COMPACT HEAT EXCHANGER", McGraw-Hill Book Comp. Edición 1964.
9. U.S. Department of Energy, "INVESTIGATION OF METHODS TO TRANSFER HEAT FROM SOLAR LIQUID-HEATING COLLECTORS TO HEAT STORAGE TANKS", 1978.
10. DeWinter F., "HEAT EXCHANGER PENALTIES IN DOUBLE LOOP SOLAR WATER HEATING SYSTEMS", Solar Energy Vol 17, pp 335-337, 1975.
11. Duffie-Beckman, "SOLAR ENGINEERING OF THERMAL PROCESSES". John Wiley & Sons. Edición 1977.

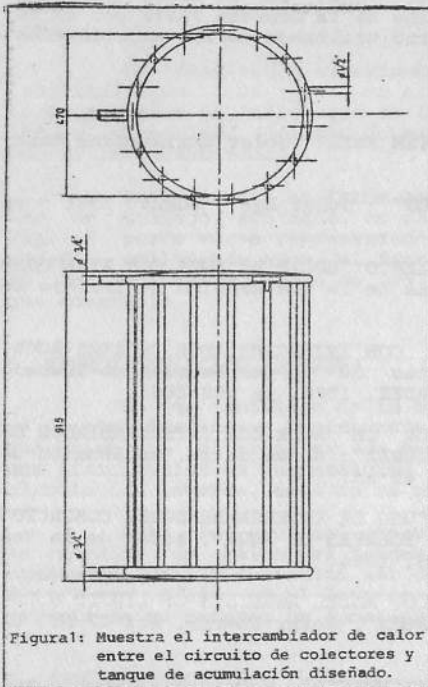


Figura 1: Muestra el intercambiador de calor entre el circuito de colectores y tanque de acumulación diseñado.

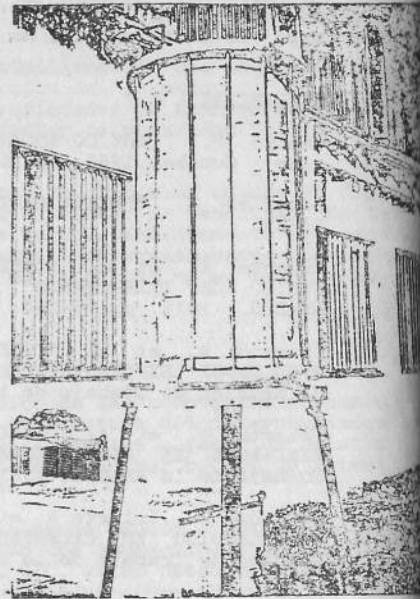


Figura 2 : Se muestra el intercambiador de calor construido.

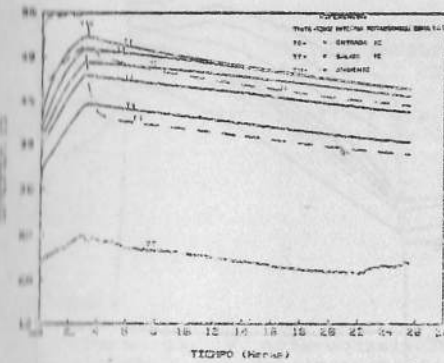


Figura 4: Gráfico de evolución de las temperaturas dentro del tanque de almacenamiento, temperaturas de entrada y salida del intercambiador y temperatura ambiente.

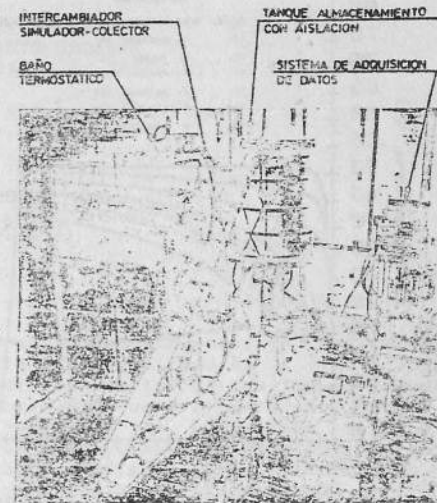
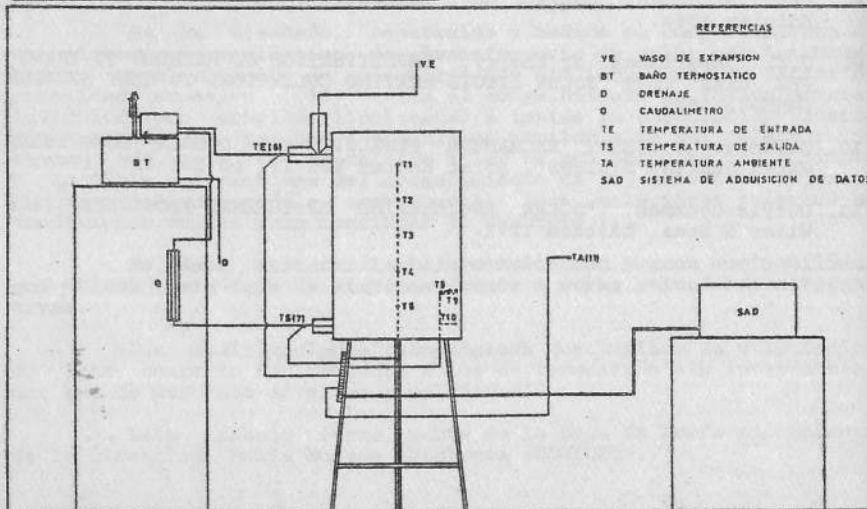


Figura 6 : Muestra el circuito convectivo construido con indicación de la ubicación de cada elemento.



REFERENCIAS

- VE VASO DE EXPANSION
- BT BAÑO TERMOSTATICO
- D DRENAJE
- Q CAUDALIMETRO
- TE TEMPERATURA DE ENTRADA
- TS TEMPERATURA DE SALIDA
- TA TEMPERATURA AMBIENTE
- SAD SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS

Figura 3: Muestra el dispositivo experimental montado con el objeto de medir las características térmicas del intercambiador diseñado. Se muestra la ubicación de las termocupas instaladas.

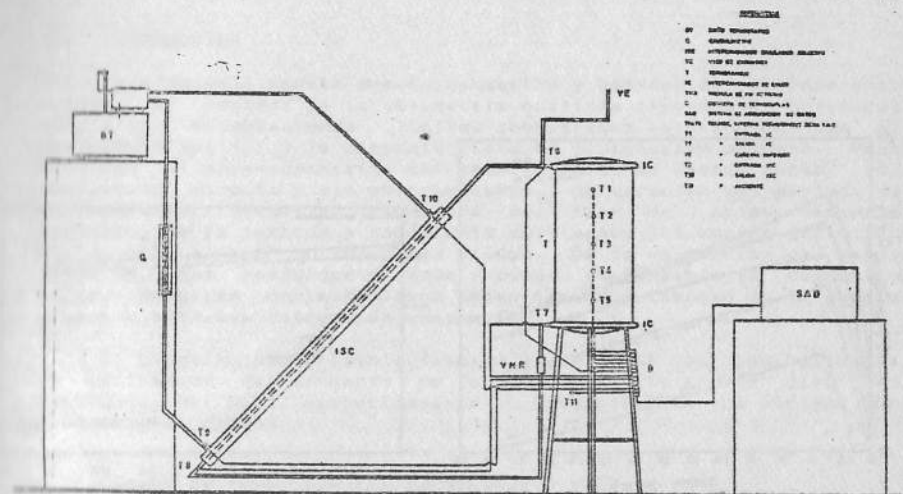


Figura 5: Muestra el dispositivo experimental montado para estudiar el flujo termosifónico. Se muestra la ubicación de las termocupas instaladas.

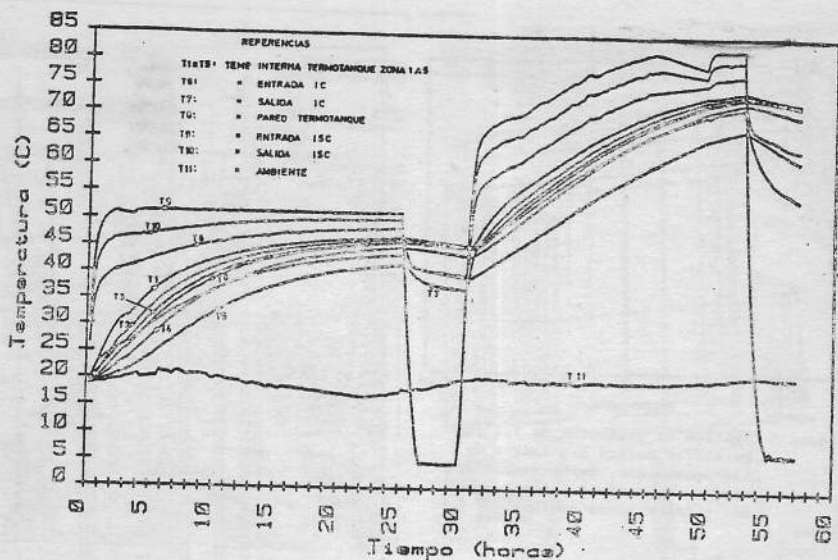


Figura 7: Evolución de las temperaturas del sistema utilizando el circuito termosifónico y agua como fluido de intercambio.

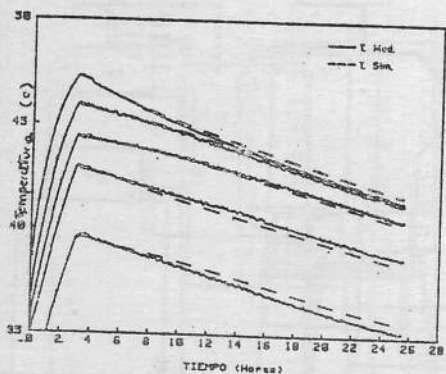


Figura 8: Se comparan las evoluciones de las temperaturas dentro del tanque medidas y calculadas con los parámetros de ajuste obtenidos.

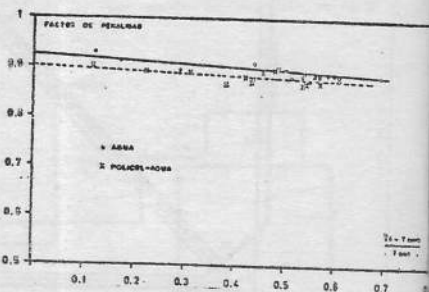


Figura 9: Gráfico de variación del factor de penalidad del intercambiador con el parámetro de operación del tanque.