

INSTALACION PILOTO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE ESPONTANEO DE CALOR

V.Tacchi y R.Tacchi
La Rioja 50, 5000-Córdoba

A.T.Rapallini
Div. Energía Solar-Comisión Nac. de Inv. Espaciales
Av. Mitre 3100, 1663-San Miguel

RESUMEN

En este trabajo se describe una instalación experimental para provisión de agua caliente de uso doméstico que utiliza un sistema para transportar calor, de un nivel superior a otro inferior, sin aporte de energía auxiliar. Se explica el principio de funcionamiento del sistema de transporte de calor y se comentan los resultados obtenidos luego de 11 meses de la puesta en marcha de la instalación, cita en la Ciudad de Córdoba en el domicilio de uno de los autores del trabajo.

INTRODUCCION

En la 3ª Reunión de Trabajo de la ASADES fue presentado un prototipo (1), a escala de laboratorio, de un sistema de transporte de calor desde un nivel superior a otro inferior que funcionaba automáticamente sin aporte de energía auxiliar. Las primeras experiencias, utilizando energía eléctrica como fuente de calor, demostraron la factibilidad y la eficacia del sistema de transporte (2). Ensayos posteriores sobre diversos prototipos, usando un colector solar plano de aproximadamente 1,25 metros cuadrados, permitieron fijar criterios y avanzar en el diseño de los mecanismos y componentes del sistema; especialmente válvulas automáticas, válvulas de corredera, dimensiones de flotantes y válvulas servocomandadas.

A título de ejemplo merece comentarse que, en las primeras versiones, se había seguido el criterio de utilizar fluidos que tuviesen una relación presión-temperatura del orden de 1 Kg/cm^2 a 25°C y de $7,5 \text{ Kg/cm}^2$ a 100°C , para evitar sollicitaciones mecánicas inaceptables por los colectores solares más comunes. El uso de fluidos con estas características hace que en invierno, durante un 60% de las horas del día, las presiones internas del sistema sean inferiores a la atmosférica y, de no realizarse las uniones con técnicas adecuadas, se produzcan ingresos de aire. La forma de salvar este inconveniente fue disponer de un sistema estanco que incluyera, en un circuito especial,

(Fig.1); una cantidad de aire tal que redujera a valores despreciables la diferencia de presión entre el interior y el exterior durante las horas más frías.

El sistema desarrollado operó correctamente con el sólo inconveniente de tener que utilizar una válvula de corredera de dos vías y un pulmón relativamente grande con una relación 10 a 1 con el volumen de cada ciclo. Las experiencias sobre nuevos prototipos permitieron variar el criterio expuesto demostrando que:

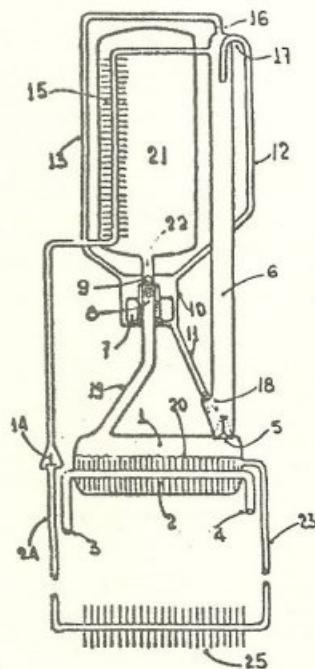


Figura 1
Primer prototipo del sistema de transporte de calor.

- 1) Es posible evitar el ingreso de aire al sistema respetando técnicas utilizadas en equipos frigoríficos
- 2) Es factible utilizar fluidos con una relación presión-temperatura de 20 Kg/cm^2 a 110°C y 1 Kg/cm^2 a 0°C sin encarecer sustancialmente el costo de los colectores solares; pudiéndose por lo tanto eliminar el pulmón y la válvula de doble vía.

El conjunto de ensayos realizados y los resultados obtenidos permitieron diseñar, construir y poner en marcha, el 7 de Julio de 1982, una instalación piloto de transporte de calor para la provisión de agua caliente de uso doméstico en la vivienda de uno de los responsables del proyecto. La descripción de esta instalación, primera en su género y en operación a nivel práctico, y las conclusiones extraídas luego de varios meses de operación continua son el objeto del presente trabajo.

2. CARACTERISTICAS GENERALES DEL SISTEMA

Las características generales del sistema de transporte de calor desarrollado pueden resumirse como sigue:

- 1) El sistema, al igual que los equipos termosifónicos, no requiere energía auxiliar para mantener la circulación del fluido caloportador y, a diferencia de aquellos, puede hacerlo de un nivel superior a otro inferior.
- 2) Como en los sistemas termosifónicos el funcionamiento es automático, no siendo necesario sensores ni dispositivos que detecten la diferencia de temperatura entre colectores y tanque o los niveles de radiación solar incidente.
- 3) El transporte de calor puede realizarse sin cambio de fase en el fluido caloportador (por calor sensible) o con cambio de fase (por calor latente), dependiendo de las pautas de diseño elegidas.
- 4) Es posible alcanzar diferencias de presión del orden de $20-30 \text{ Kg/cm}^2$, posibilitando una eventual producción de energía mecánica.
- 5) Excepción hecha del calor perdido en cañerías y colectores solares, la eficiencia del dispositivo de transporte de calor es, prácticamente, del 100% por ser despreciable la consumida por trabajo de circulación.
- 6) El salto térmico necesario para el transporte de calor es controlable y puede ajustarse a valores del orden de $2-3^\circ\text{C}$ en la condición más desfavorable (con insolación máxima), netamente inferior al de operación de un equipo termosifónico que es del orden de 10 a 15°C .

3. DESCRIPCION DE LA INSTALACION PILOTO

La instalación piloto para provisión de agua caliente para uso doméstico está instalada en

la Ciudad de Córdoba (31°S) en la vivienda de uno de los responsables del proyecto. Sus principales componentes son:

- 1) 15 m^2 de colectores solares con paneles de aluminio tipo Roll-Bond, recubiertos con pintura poliuretánica negro mate (ver Fig. 5).
- 2) Un tanque de acumulación de 1150 litros, térmicamente aislado, ubicado en el subsuelo a 10 metros por debajo del nivel de los colectores instalados sobre el techo, Fig. 6.
- 3) El dispositivo de transporte de calor propiamente dicho, Fig. 7, cuya capacidad nominal es algo mayor a los 10 Kw térmicos.

Los conductos de cobre que unen el dispositivo de bombeo con el intercambiador de calor ubicado dentro del tanque tienen un diámetro de $5/8''$ y una longitud total de 34 metros. El intercambiador y el tanque están construidos en acero inoxidable teniendo, el primero una superficie de intercambio de $2,2 \text{ m}^2$. El sistema está cargado con 38 litros de Fluid 11, correspondiendo a colectores aproximadamente 11 litros.

Para estudiar en detalle la estratificación y distribución de temperaturas dentro del tanque se colocaron 10 termómetros de gas, de lectura directa, distribuidos uniformemente según la altura y sensando, cada uno de ellos, la temperatura de una capa de aproximadamente 115 litros.

La instrumentación del sistema se completó con dos manovacúómetros para medir la presión de alta, del lado de los colectores, y la presión de baja, en la cámara fría, un visor para observar el tenor de vapor circulante y termómetros en los conductos de bajada y salida del fluido caloportador y en la parte superior e inferior de las placas absorbentes de los colectores. Se colocaron además niveles con tubos de vidrio para observar el llenado de las cámaras del dispositivo durante su operación.

4. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

En el sistema desarrollado el transporte de calor se realiza circulando un fluido de bajo punto de ebullición aprovechando, para iniciar y controlar esta circulación, la diferencia entre las presiones de vapor imperantes en distintos componentes de un circuito de diseño especial.

Se utilizará como referencia, para explicar el principio de funcionamiento, la Fig. 2 donde se esquematiza el sistema utilizado en la instalación piloto. En ella se observa comparándola con la Fig. 1, que falta el pulmón y que la válvula de corredera es de una sola vía, modificaciones introducidas por las razones apuntadas en apartados anteriores.

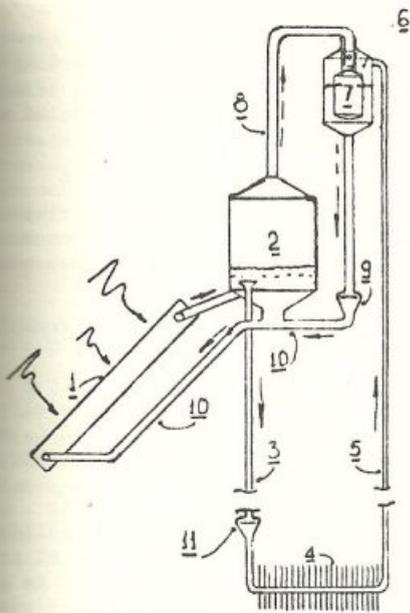


Figura 2

Esquema de la instalación piloto.

En la Fig.2 -1- identifica al colector solar donde el fluido se calienta cuando hay suficiente radiación solar y circula, por termosifón, hacia la cámara de vaporización -2- conceptualmente comparable al domo de una caldera. Desde esta cámara el fluido que la ocupa, en estado líquido y caliente, es forzado a circular por el conducto -3- hacia el intercambiador -4- debido a que la presión en -2- es superior a la reinante en -6- donde el fluido está más frío. Por el conducto -5- el fluido enfriado al pasar por el intercambiador sube hacia la cámara -6- hasta que en ella se alcanza un nivel preestablecido. En ese instante el flotante -7- que está unido mecánicamente a una válvula de corredera vence la atracción de un imán permanente, cuya función es retardar la acción del flotante, poniendo en comunicación la parte superior de la cámara -2- con la parte superior de la cámara -6- a través del conducto -8-. Al igualarse las presiones entre ambas cámaras el líquido más frío contenido en -6- actuará, por gravedad, sobre la válvula unidireccional -9- permitiendo su paso por los conductos -10- hacia la cámara -2- y/o los colectores.

A medida que desciende el nivel de líquido en la cámara -6- también lo hará el flotante, cuyo peso está parcialmente compensado por un resorte, hasta que nuevamente bajo la atracción del imán se cierre herméticamente la válvula de corredera iniciándose un nuevo ciclo.

Las presiones y temperaturas en cada componente del sistema están, con radiación solar constante, regidas por la temperatura del agua en el tanque de acumulación registrándose, obviamente, valores más altos a medida que sube la temperatura en el acumulador.

En la Fig.2 se observa también la presencia de una válvula unidireccional -11- que tiene por función evitar retorno de fluido hacia la cámara de vaporización durante la fase en que se igualan las presiones en -2- y -6-.

En la instalación piloto se optó por hacer circular el fluido activo por el panel solar para evitar la pérdida de eficiencia que acarrearía el uso de un intercambiador de calor y la dificultad de su ubicación dentro de la cámara -2- obteniéndose, además, la ventaja de mejorar la circulación termosifónica por experimentar los fluidos de bajo punto de ebullición mayor variación de densidad que el agua en el rango de temperaturas de trabajo y, por haber ebullición incipiente, lograr aumentar la capacidad de transporte de calor y los coeficientes de película en los tubos del colector. Por otra parte, como el punto de congelación es muy bajo, se elimina el problema de roturas por congelamiento en climas fríos. Las desventajas más destacables de estos fluidos son su costo y la necesidad de disponer de colectores capaces de soportar presiones absolutas de hasta 30 kg/cm², dependiendo estas del tipo elegido. Para el caso del Freón 11 las sollicitaciones mecánicas no son tan fuertes pues a 120 °C su presión de vapor alcanza 12,5 kg/cm².

CONSIDERACIONES SOBRE EL DISEÑO Y OPERACION DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE CALOR Y SUS COMPONENTES

El volumen de la cámara de vaporización -2-, Fig.2, fue elegido de modo tal que sirva como vaso de expansión de todo el líquido contenido en el sistema. En el caso de la cámara -6-, para determinar su capacidad, se tuvo en cuenta el tamaño del flotante (500cm³) el líquido circulante en cada ciclo (1,8 litros) y el coeficiente de dilatación del Freón 11 (con un salto de temperaturas de 80°C el volumen aumenta 18%) adoptándose en definitiva 2,6 litros. El flotante fue calculado para la máxima temperatura de trabajo dado que en estas condiciones es menor el peso específico y por ende el empuje. Se hace notar que la variación de volumen del fluido no afecta sensiblemente la masa circulante por ciclo, manteniéndose casi constante el calor transportado en cada uno de ellos.

Las secciones de la válvula de la cámara -6- del conducto -8- y de la válvula -9- se dimensionaron para obtener un rápido retorno del líquido a la cámara de vaporización lográndose un tiempo típico de 2,5 segundos, contando a partir del inicio del movimiento del flotante, prácticamente independiente de la diferencia de presión inicial entre las cámaras -2- y -6-. Siendo, por el contrario, muy variable el tiempo necesario para que se cumpla un ciclo completo quien depende fuertemente de las condiciones de trabajo (radiación solar incidente y temperatura en el acumulador).

dor), habiéndose medido un mínimo de 8 segundos con alta insolación y aproximadamente 20 minutos en las peores condiciones.

La válvula que caracterizamos como de corredera, que tiene por función equilibrar cíclicamente las presiones entre las cámaras -2- y -6-, no es tal en el sentido estricto de la palabra. En realidad es una válvula de cierre cónico, de diseño especial, accionada con un servocomando. Luego de aproximadamente 300.000 ciclos (11 meses de uso) la válvula fue desmontada e inspeccionada no presentando variaciones en sus características iniciales ni muestras de desgaste.

El intercambiador de calor ubicado en el termostanque está construido en acero inoxidable, adoptándose 2,2 m² para su superficie de intercambio y una configuración geométrica tal que cubre 2/3 de la altura del termostanque. La experiencia demostró que esta distribución no es la más conveniente pues sólo una porción menor está en contacto con el agua más fría disminuyendo la eficiencia del intercambiador y, por ser más alta la temperatura media de trabajo, el rendimiento de los colectores. De todos modos con la configuración actual se tiene la ventaja de disponer de agua a la temperatura de consumo en menor tiempo.

Cuando el transporte de calor se realiza solo por calor sensible y con alta radiación solar la presión diferencial entre las cámaras -2- y -6- es de aproximadamente 1,4 kg/cm², lográndose en los conductos -3- y -5- una velocidad de 2m/seg y un caudal de 0,3 litros/seg. Por el contrario, con baja radiación solar, la presión diferencial mínima registrada antes de la apertura de la válvula de corredera fue de 0,15 kg/cm², correspondiéndole, en los conductos -3- y -5- una velocidad de 0,1 m/seg y un caudal de 0,015 litros/seg. Como esta mínima diferencia de presión es debida casi en su totalidad a la diferencia de niveles de líquido en las cámaras -2- y -6- resulta obvio concluir en que la mayor diferencia de presiones con caudales altos es necesaria para vencer las mayores pérdidas por fricción en las tuberías. Podría disminuirse la diferencia de presión aumentando las secciones de los tubos lográndose también, y esto es lo importante, disminuir la diferencia de temperaturas entre ambas cámaras manteniendo invariable la cantidad de calor transportado. En la elección de las secciones de conductos debe tenerse presente también la conveniencia de mantener la velocidad de circulación en valores que no obliguen al uso de intercambiadores de calor demasiado grandes. En lo que respecta al uso del intercambiador en sí, la pérdida de eficiencia asociada a su presencia es un problema común a todos los sistemas solares que utilizan fluidos intermedios no habiendo, por lo tanto, ninguna otra desventaja adicional.

El valor medido típico, con buena radiación solar, de la diferencia de temperaturas entre

las cámaras -2- y -6- fue 20°C, con 60°C en la cámara de vaporización, 40°C en la cámara -4- y una diferencia de presiones de 1,4 kg/cm². Si se pretendiera reducir el salto térmico sería necesario introducir alguna de las modificaciones siguientes:

- aumentar la sección de conductos
- utilizar fluidos con características propias a temperaturas diferentes, menor viscosidad, coeficiente de expansión y/o peso específico, o mayor calor específico.
- aumentar la superficie del intercambiador o ubicarlo en una zona más fría del termostanque.

Bajo condiciones medias de trabajo el salto térmico típico se reduce a unos 10°C, valor considerado aceptable aunque reducible, optimizando el sistema, a 3-4°C.

Con el fin de investigar las posibilidades de transportar calor aprovechando el cambio de fase del fluido (calor latente) se instaló, en el sistema piloto, un dispositivo regulable manualmente tipo tubo Venturi. Con un tenor de vapor de 98% y con cualquier intensidad de radiación se obtuvo, como mínimo una diferencia de temperaturas entre las cámaras -2- y -6- de 20°C. Si bien es cierto que la capacidad de transporte de calor es mucho mayor, a igualdad de tamaño del dispositivo, el salto térmico mínimo obtenible lleva a pensar en la conveniencia de utilizar siempre que sea posible transporte de calor latente. Reservando, el transporte de calor latente, para aquellos casos en que las dimensiones del dispositivo sean insuficientes para la cantidad de calor total a transportar.

Por supuesto, regulando convenientemente el dispositivo de control, pueden elegirse tenores de vapor variables. Permitiendo que, por ejemplo, se transporte calor preponderantemente por calor sensible con baja radiación incidente y, por el contrario, se alcancen tenores de vapor del 70-80% con máxima radiación. Mediante la elección del punto de trabajo puede resolverse convenientemente el compromiso entre tamaño del dispositivo y rendimiento de los colectores solares.

Durante los primeros cuatro meses de funcionamiento el dispositivo de transporte de calor no presentó problemas de funcionamiento y operó correctamente sin interrupciones. Al aproximarse el verano y por lo tanto elevarse los niveles de radiación solar incidente se presentó un inconveniente con los paneles Roll-Bond observándose, pese a que las especificaciones técnicas indicaban una presión máxima de trabajo de 16 kg/cm², deformaciones permanentes en los canales colectores al llegar la presión interior a 8 kg/cm². Esto obliga a mantener una, aunque simple, continua vigilancia de la temperatura de trabajo de los colectores para evitar que excediera los 80°C.

otros inconvenientes menores que se presentaron fueron: soldaduras defectuosas atribuidas a la utilización de mano de obra no especializada durante las tareas de montaje, la necesidad de reemplazar los tubos de los niveles para evitar fugas y, la inutilización de los termómetros de alcohol ubicados en colectores por la decoloración, bajo la acción de los rayos solares, de las columnas indicadoras.

RENDIMIENTO ESTIMADO DE LA INSTALACION

Debido a la falta de instrumental automático el registro no fue posible determinar el rendimiento real de la instalación. Utilizando datos de radiación solar sobre plano horizontal, temperaturas dentro del tanque de acumulación y consumos de agua caliente se estimó el rendimiento obteniéndose valores que pueden considerarse sumamente alentadores si se tienen en cuenta que se trata de una instalación aún no optimizada.

Los cálculos dieron como resultado, para un día despejado y durante las 5 horas de mayor insolación, un rendimiento del orden de 70% cuando se partía con una temperatura de 16°C en el tanque y del orden del 50% con temperatura inicial de 28°C. Lograndose, en el primer caso, 43°C en los niveles superiores del tanque y, en el segundo, 54°C.

Para estimar el rendimiento medio de todo el conjunto se eligió el período comprendido entre el 29 de julio y el 27 de agosto de 1982, observándose en la Fig.3 la distribución de temperaturas registradas durante la mañana y la tarde dentro del termotanque. La energía solar incidente sobre el plano de colectores durante todo el período se calculó utilizando el método de Liu y Jordan obteniéndose 5.560 MJ. La energía extraída del sistema (agua caliente) durante ese mismo lapso totalizó 1.680 MJ siendo, por lo tanto, el rendimiento medio poco superior a 30%.

La evolución de las temperaturas del tanque fue medida y registrada durante los 11 primeros meses de operación del sistema mercedo destacarse que satisfizo plenamente las necesidades de agua caliente de ocho personas, requiriéndose un aporte de energía auxiliar (eléctrica) de 21 KWh durante todo el período. El elemento calefactor está ubicado en la zona superior del termotanque y tiene una potencia de 2 kw.

MODIFICACIONES Y EXPERIENCIAS FUTURAS

Con el fin de mejorar el comportamiento de la instalación y sus componentes se ha planificado introducir una serie de modificaciones. Como primer paso se sustituirán las placas absorbedoras tipo Roll-Bond por otras tipo chapa y tubo de fabricación propia y en cobre.

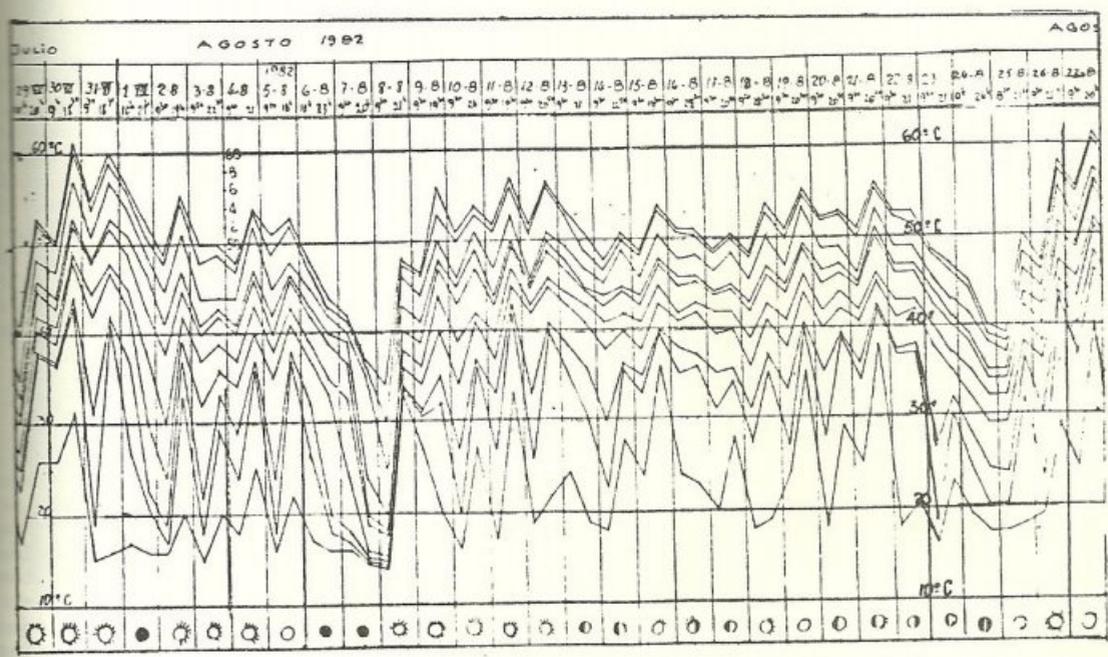


Figura 3
Temperatura del tanque durante el periodo
29/VII - 27/VIII

Los nuevos pangles, ya parcialmente construidos (Fig.8), irán colocados dentro de las mismas cajas y tendrán igual área de colección. Las características salientes de los nuevos colectores son : resistir presiones del orden de 40 Kg/cm^2 y poseer una superficie absorbadora realizada mediante un tratamiento galvánico.

Como consecuencia del cambio de paneles será posible probar una gama de fluidos habiéndose decidido utilizar en primer lugar el n-butano, que tiene características presión-temperatura más favorables, menor peso específico y viscosidad y un calor específico ligeramente mayor.

Con el n-butano se podrán realizar experiencias interesantes en el campo del transporte de calor por calor latente puesto que, con la misma diferencia de temperaturas, es posible vencer una columna de líquido y vapor tres veces más alta que con Freón 11.

Otro cambio ya prácticamente terminado es la incorporación de un segundo termotanque de 740 litros, Fig. 6, que aumentará notablemente la capacidad de acumulación de calor. Este tanque, realizado en acero inoxidable, posee en su interior, en la zona inferior de ingreso de agua fría, un intercambiador de calor de $1,1 \text{ m}^2$ por donde se hará circular el fluido caloportador que sale del intercambiador del tanque principal haciéndolo regresar al sistema a una temperatura ligeramente superior a la del agua fría de alimentación, mejorando la eficiencia global. El nuevo tanque actuará como precalentador de agua de su ministro del tanque principal.

Se incorporará además una válvula mezcladora automática de agua caliente y fría, Fig.9, que permitirá fijar la temperatura del agua demandada, estimando se logrará un ahorro considerable de agua caliente.

En la Fig.10 se muestra una nueva unidad para el transporte de calor, con una capacidad nominal de 12 KW, diseñada para soportar presiones elevadas y presiones diferenciales entre las cámaras -2- y -6- (Fig.2) del orden de 20 kg/cm^2 . Con este nuevo dispositivo será posible investigar la factibilidad de obtener energía mecánica como complemento del transporte de calor y su eventual uso para bombeo de agua o generación eléctrica en pequeña escala, ver Fig.4. Con esta finalidad una firma fabricante de bombas y motores hidráulicos ha facilitado un motor hidráulico con el que se realizarán experiencias que permitan evaluar la real potencialidad y aplicabilidad de este uso alternativo.

CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos al realizar la experiencia descrita permiten concluir que el sistema de transporte de calor desarrollado es una alternativa válida para ser utilizada

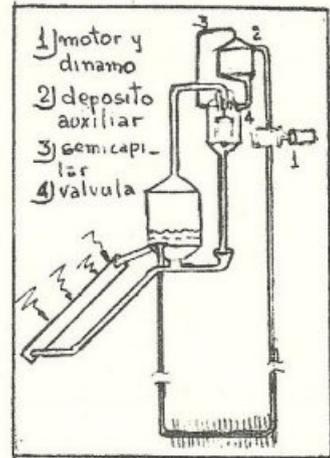


Figura 4

Esquema de la instalación con motor hidráulico para obtención de energía mecánica.

en sistemas solares, justificándose plenamente al continuar con las tareas de optimización del diseño del conjunto y sus componentes. Opinión que se ve reforzada por el hecho de que en el Centro de Investigaciones de ISPR de la Comunidad Europea, en Italia, se está trabajando sobre dispositivos semejantes (3) aunque todavía a nivel de laboratorio. Lamentablemente no puede hacerse un pronóstico sobre el tiempo que demandará la etapa de optimización pues no se cuenta con los recursos económicos suficientes quedando el ritmo de trabajo supeditado a su obtención.

Las presiones en juego dentro del sistema y su capacidad de transporte de calor abren otras perspectivas dignas de análisis. Una de ellas es el transporte de calor en sistemas de recuperación de calor y, la otra, producción de energía mecánica. Si bien, en este último caso, se obtendrían bajas eficiencias debido a las temperaturas máximas alcanzables puede considerárselo como un uso alternativo interesante en sistemas solares donde se disponga de capacidad de colección ociosa, situación bastante común durante los meses estivales en instalaciones activas para calefacción y/o agua caliente.

AGRADECIMIENTOS

Se agradece la colaboración de la firma VENTU ENOS, OLEOHIDRAULICA, quien nos ha facilitado los motores hidráulicos modificados para las potencias y presiones en juego.

Agradecemos también la cooperación de Stella SABA quien tuvo a su cargo mecanografiar el presente trabajo.

REFERENCIAS

- (1) Tacchi, Victorio, "Sistemas de Transferencia de Calor", Actas de la 3ª Reunión de Trabajo de ASADES, Mendoza, 1977.
- (2) Tacchi, Victorio, "Motor de Bombeo de un Fluido en Estado de Vapor", Actas de la 5ª Reunión de Trabajo de la ASADES, Córdoba, 1979.
- (3) DeBeni, G.F. y otros; "Sistema per il trasferimento spontaneo di calore dall'alto verso il basso", Energie Alternative, N°18 anno 4, 1982.

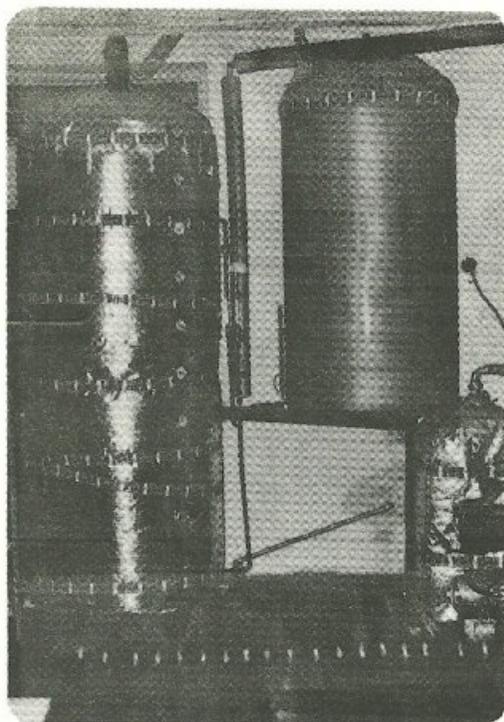


Figura 6

Tanque principal de acumulación y nuevo tanque auxiliar.

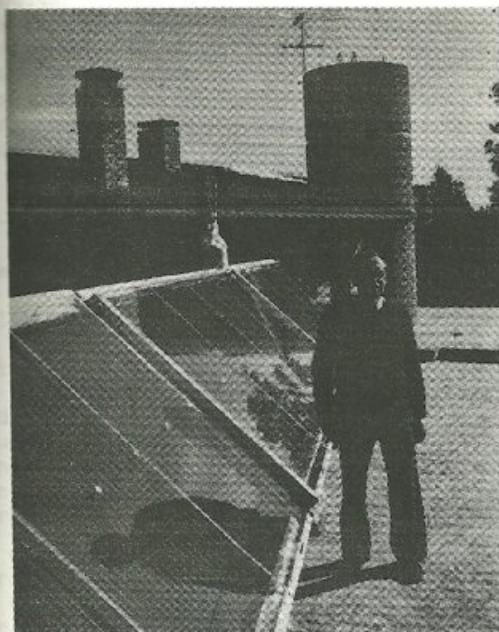


Figura 5

Vista del campo de colectores sobre el techo de la vivienda.

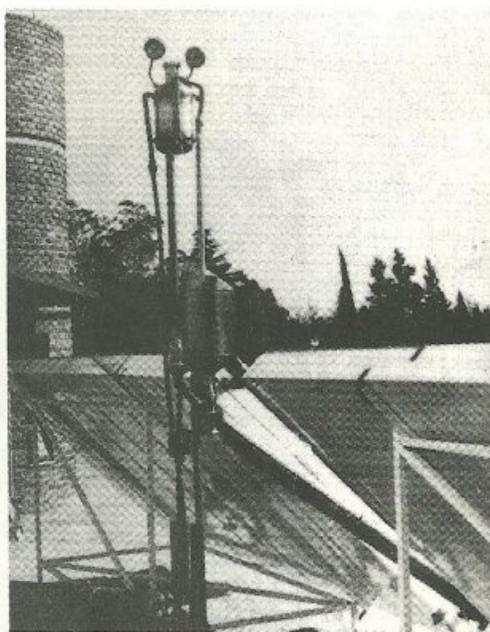


Figura 7

Vista de la unidad de transporte de calor en experimentación.

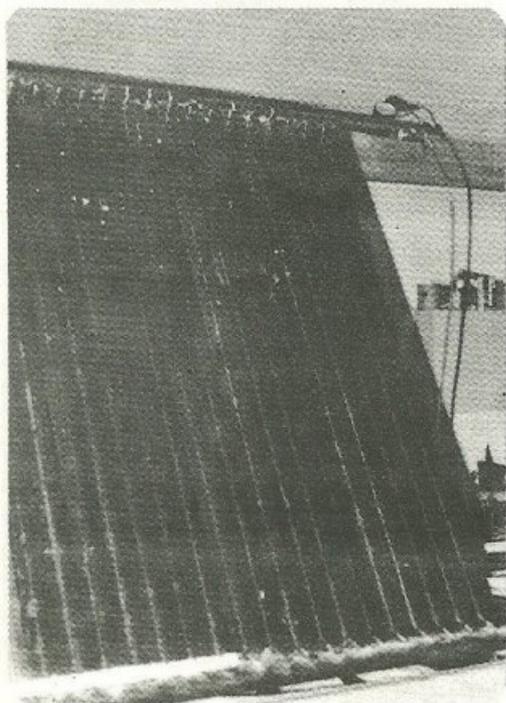


Figura 8
Nuevos paneles con tubos de cobre.

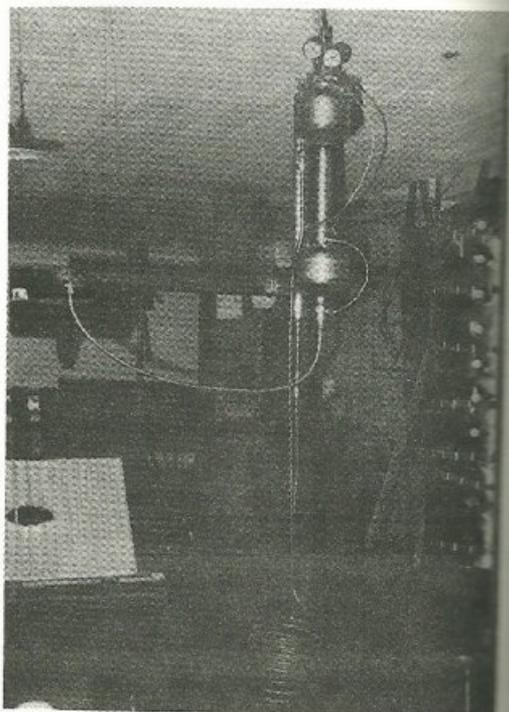


Figura 10
Nueva unidad de transporte de calor

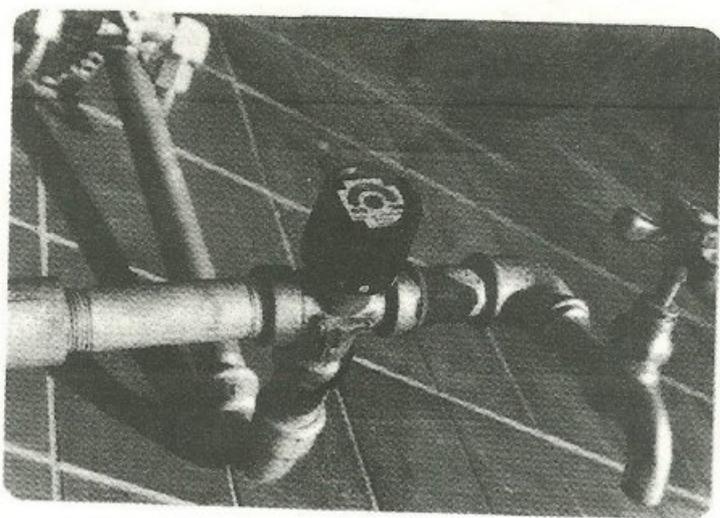


Figura 9
Válvula mezcladora automática