

## CILINDROS COAXIALES COMO COLECTOR EN TUBO EVACUADO

MARIO DIAZ

Facultad de Ciencias Físico Matemáticas y Naturales  
Universidad Nacional de San Luis  
Chacabuco y Pedernera - (5700) San Luis

### INTRODUCCION

Los colectores solares en tubos evacuados son una alternativa que fue presentada por Speyer<sup>1</sup> en 1965. Se trata de largos tubos de vidrio con una parte espejada y en su interior un receptor que es el encargado de llevar el fluido de trabajo. Dicho receptor está tratado selectivamente y dispuesta en forma de U para entrar y salir por el mismo lado del tubo. Este requerimiento constructivo es hecho para facilitar el sellado del mismo, ya que se desea producir un vacío en el espacio entre el receptor y la envoltura.

El vacío a producir elimina en un primer nivel la transferencia de calor por convección y cuando es tal que la trayectoria libre media de las moléculas en el aire es mayor que el diámetro del tubo, entonces se eliminan las pérdidas por conducción.

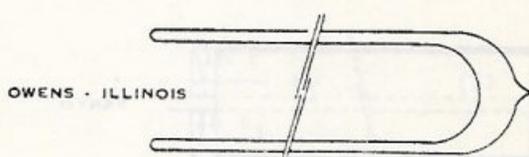
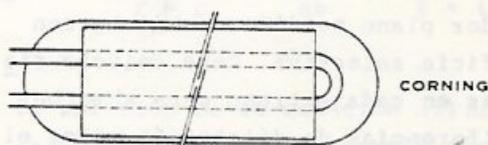
La trayectoria libre de las moléculas en el aire a temperatura normal es aproximadamente 7 cm a  $10^{-3}$  Torr y 1 cm a  $10^{-4}$  Torr. Luego, las pérdidas de calor que aún perduren en los sistemas normalmente propuestos en tubos evacuados (diámetro aproximado 5 cm), por debajo de  $10^{-3}$  Torr pueden ser consideradas enteramente por intercambio de radiación.

En el Congreso de ISES de 1975, realizado en Los Angeles, California (U.S.A.), se comentan los primeros mo-

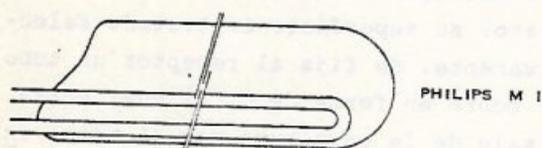
delos de demostración desarrollados por Corning<sup>2</sup> y Owens-Illinois<sup>3</sup> en U.S.A y Philips<sup>4</sup> en Alemania Occidental.

El diseño de Corning, es similar al estudiado por Speyer, consiste de un tubo de vidrio (envoltura) de aproximadamente 100 mm de diámetro y ensaya distintas longitudes que van de 1,5 a 6 metros. El receptor es de metal y plano, su superficie es tratada selectivamente. Se fija al receptor un tubo de cobre en forma de U, el cual entra y sale de la envoltura por el mismo extremo (colector de un extremo).

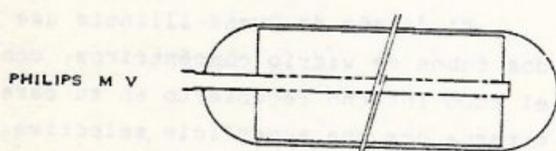
El diseño de Owens-Illinois usa dos tubos de vidrio concéntricos, con el tubo interno recubierto en su cara externa por una superficie selectiva absorbente. Para eliminar los problemas que resultan de las diferentes dilataciones termales, se construyen estos colectores con un solo extremo.



El colector Philips original (Mark I) usa un tubo de vidrio en forma de U como absorbedor, cubierto por una superficie negra no-selectiva. En este diseño las pérdidas de calor por radiación son reducidas mediante el uso de un transmisor selectivo que se coloca en la cara interior de la cubierta de vidrio. Este material es transparente a la luz solar pero fuertemente reflectante a la radiación infrarroja. Philips desarrolla otros modelos, llegando hasta el Mark V que usa un "Heat Pipe" (tubo de calor) de cobre de 9 mm fijo a un absorbedor plano tratado selectivamente y cubierto por un cilindro de vidrio. El fluido en el "Heat Pipe" es freón. Un modelo similar usa Philco en Italia.

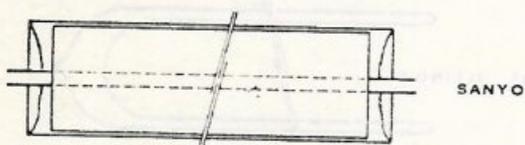


PHILIPS M I



PHILIPS M V

En 1979, Sanyo Electric Co<sup>s</sup> presenta un colector de vidrio cuyo diseño tiene un caño de cobre fijo a un absorbedor plano metálico cubierto con superficie selectiva. Debe colocar diafragmas en cada extremo para absorber las diferencias de dilatación entre el tubo de cobre y la cubierta de vidrio.



SANYO

Si bien todos estos colectores trabajan adecuadamente existen serios problemas cuando se incorpora metal al vidrio. La combinación de tubos de vidrio y placas metálicas requieren técnicas que elevan su costo.

Entendemos que el colector en tubo evacuado de mayor futuro para la producción industrial a bajo costo es el hecho totalmente de vidrio.

Los diseños desarrollados en prototipos de demostración son de Owens Illinois y General Electric de U.S.A. se diferencian en el tipo de vidrio utilizado.

Los laboratorios que están realizando investigación y desarrollo de colectores tubulares totalmente en vidrio son:

- \* Philips School, University of Sydney (Australia).
- \* Sunmaster Corp., Corning, U.S.A.
- \* Universidad Técnica Federico Santa María, Valparaíso (Chile).
- \* Indo-Burma Petroleum Co. Ltd., Bombay, India.
- \* Solar Energy Corp., Princeton, N.J., U.S.A.
- \* Ceng, Grenoble, France.
- \* Corning Glass, France.
- \* Department of Radio Electronics, Tsinghua University, Pekin.

de estos laboratorios podemos destacar al de Universidad Técnica Federico Santa María (Chile), que bajo la dirección de A. Keller ha realizado un colector en tubo evacuado con un receptor en forma de placa totalmente de vidrio. Este colector fue presentado por Keller en el año 1976, en una Reunión de Electricidad Solar realizada en Toulouse (Francia)<sup>6</sup>.

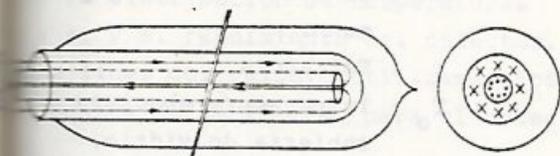
Desde 1978, el Laboratorio de Energía Solar de la Universidad Nacional

de San Luis, está trabajando en colaboración con el Laboratorio de la Universidad Santa María. Hemos realizado modelos teóricos que permiten una descripción muy ajustada del comportamiento real del colector construido por Keller<sup>7,8</sup>.

El objeto de este trabajo es estudiar el modelo de un colector similar usado por la Owens-Illinois y General Electric de U.S.A. y comparar las curvas de rendimiento con el modelo desarrollado para el colector construido por Keller.

### DESARROLLO

Se trata de un colector constituido por dos cilindros coaxiales de vidrio. El cilindro externo se cierra en un extremo de manera que el fluido circula por él penetre en el cilindro interno y vuelva al extremo de entrada. Este colector está cubierto por láminas de cobre de 0,02 mm de espesor con un tratamiento selectivo de cromo negro. Toda esta configuración es colocada a un cilindro de vidrio que funciona como cubierta. Una vista longitudinal y otra transversal se muestra en la figura:



El espacio entre el colector y la cubierta es llenado a una presión de unos pocos Torr ( $\sim 10$  Torr). Esto se hace a fin de eliminar las pérdidas convectivas, aunque perduren las conductivas. Las de radiación han sido disminuidas al utilizar superficies se-

lectivas.

El fluido recorre el circuito externo recibiendo el calor y regresa por el interior cediendo parte del mismo. Al final del recorrido se tiene una diferencia de temperatura del fluido entre la entrada y la salida que resulta del siguiente balance: en el circuito externo el fluido recibe calor desde la superficie del colector y de la transferencia desde el circuito interior. Las pérdidas en ese circuito son por conducción y por radiación hacia la cubierta de vidrio. En el circuito interno el fluido no recibe energía y debe transferir calor hacia el circuito externo, que está a menor temperatura.

Para formular este balance energético necesito calcular las pérdidas por conducción y para ello debo resolver la ecuación de Laplace:

$$\nabla^2 t = 0 \quad (1)$$

donde  $t$ : es sobretemperatura de cubierta.

La unidad de medida para los diámetros, es el del cilindro externo. Luego, las condiciones de contorno son:

$$\begin{array}{lll} \text{en } r = 1 & \text{es} & t = 0 \\ r = \rho_1 & \text{es} & t = t_1 \end{array}$$

la solución de la ecuación (1) nos da la temperatura en el espacio entre el colector y la cobertura:

$$t = \frac{\ln r}{\ln \rho_1} t_1 \quad (2)$$

Si deseamos conocer las pérdidas con-  
ductivas del receptor que esta a una  
temperatura  $t_1$ , debo resolver:

$$Q = -K_o \int_0^{2\pi} \rho_i \frac{dt}{dr} \Big|_{r=\rho_1} d\theta$$

donde  $K_o$ : es la conductividad del me-  
dio entre la cubierta y el receptor.  
Así obtenemos:

$$Q = - \frac{2 \pi K_o}{\ln \rho_1} t_1 \quad (3)$$

La formula (3) nos da la cantidad de ca-  
lor perdida por conducción por unidad  
de longitud del receptor y por unidad  
de tiempo.

Hemos supuesto que  $t_1$  y  $t_2$  son  
constantes según la sección transver-  
sal del cilindro. Pero ambos dependen  
de la longitud del cilindro  $Z$ . Para co-  
nocer la distribución de temperatura  
según la longitud y poder calcular el  
rendimiento del colector hacemos un ba-  
lance de energía.

Llamando:  $\delta$  : Densidad del fluido de  
trabajo.

$C$  : Calor específico del  
fluido de trabajo.

$A_1$  : Sección transversal del  
anillo.

$A_2$  : Sección transversal del  
cilindro interno.

$V_1$  : Velocidad del fluido en  
el anillo

$V_2$  : Velocidad del fluido en  
el cilindro interno.

$G$  : Radiación recibida en el  
absorbedor por unidad de  
longitud.

$Z$  : Longitud del colector

Podemos escribir:

$$\delta A_1 C V_1 \frac{dt_1}{dz} = G - Q_{\text{Rad.}} - Q_{\text{Cond.}} + Q_{\text{Trasf.}}$$

$$\delta A_1 C V_1 \frac{dt_2}{dz} = - Q_{\text{Trasf.}}$$

Las pérdidas por radiación se calculan  
directamente como el intercambio en-  
tre dos superficies y las pérdidas por  
conducción están dadas por (3). Luego:

$$\delta A_1 C V_1 \frac{dt_1}{dz} = G - 2 \pi r_1 \sigma \epsilon [(t_1 + T_o)^4 - T_o^4] + \frac{2 \pi K_o}{\ln \rho_1} t_1 +$$

$$+ \alpha (t_2 - t_1)$$

$$\delta A_1 C V_1 \frac{dt_2}{dz} = \alpha (t_2 - t_1)$$

donde:  $r_1$  : Radio del cilindro exte-

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltz-

mann.

$\epsilon$  : Emitancia.

$T_o$  : Temperatura absoluta de la  
cubierta de vidrio.

$\alpha$  : Coeficiente de transferencia  
entre los dos cilin-  
dros.

Finalmente:

$$V_1 \frac{dt_1}{dz} = - \alpha_1 t_1 + \alpha_2 t_2 + \alpha_3 - \alpha_4 (t_1 + T_o)^4$$

$$\frac{dt_2}{dz} = -\alpha_2 t_1 + \alpha_2 t_2 \quad (4)$$

simbolizado con:

$$= \left( \alpha - \frac{2 \pi K_o}{\ln \rho_1} \right) \frac{1}{A_1 \delta C}$$

$$= \alpha \frac{1}{A_1 \delta C}$$

$$= (G + 2 \pi r_1 \sigma \epsilon T_o^4) \frac{1}{A_1 \delta C}$$

$$= 2 \pi r_1 \sigma \epsilon \frac{1}{A_1 \delta C}$$

Para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales no lineales (4) recurrimos a métodos y técnicas de computación.

Elaboramos un programa para computación mediante el método de diferencias finitas. Con el logramos encontrar la distribución de temperaturas  $t_1$  y  $t_2$  y el rendimiento del colector. Para los fines del cálculo utilizamos los siguientes datos físicos para el colector:

eficiente de transmisión entre los 2 cilindros:.....  $\alpha = 0,29 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

diámetro de la cubierta de vidrio .....  $D = 0,049 \text{ m}$

diámetro del cilindro absorbente .....  $2r_1 = 0,035 \text{ m}$

- Sección transversal del fluido en el anillo...  $A_1 = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- Diámetro del cilindro interno .....  $2r_2 = 0,025 \text{ m}$
- Emitancia de la superficie selectiva .....  $\epsilon = 0,08$
- Superficie que recibe la radiación solar...  $\text{Sup} = 0,0385 \text{ m}^2$
- Radiación perpendicular al colector.....  $\text{Rad} = 900 \text{ W/m}^2$
- Radiación recibida en la placa por unidad de longitud (Absorbancia 0,92; Transmitancia 0,91) ..  $G = 26,4 \text{ W/m}$
- Conductividad del Xenon .....  $K_o = 0,006 \text{ W/m} \cdot ^\circ C$
- Densidad del fluido (agua).....  $\delta = 984 \text{ Kg/m}^3$
- Calor específico del fluido (agua).....  $c = 4190 \frac{\text{W} \cdot \text{seg}}{\text{Kg} \cdot ^\circ C}$
- Constante de Stefan-Boltzmann .....  $\sigma = 0,56687 \cdot 10^{-7} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$
- Temperatura de la cubierta .....  $T_o = 293,2 \text{ } ^\circ K$
- Longitud del colector.....  $Z_o = 1,10 \text{ m}$

Los resultados obtenidos son mostrados en las gráficas que siguen.

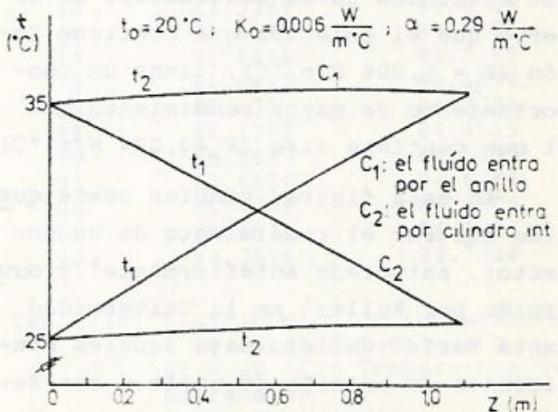


Figura 1. Distribución de temperatura a lo largo del colector, para las dos posibles circulaciones del fluido.

En la figura (1) vemos la distribución de temperatura a lo largo del colector según el sentido de circulación del fluido. Hemos llamado  $t_1$  a la temperatura correspondiente al fluido cuando circula por el anillo y  $t_2$  cuando lo hace por el cilindro interior. Según la Tablas I y II la influencia del salto de temperatura entre entrada y salida es pequeña y resulta en un aumento de temperatura en el punto de vuelta. Tiene un comportamiento similar cuando se aumenta la temperatura de entrada y se mantiene el salto de temperatura entre la entrada y la salida (Tablas III y IV).

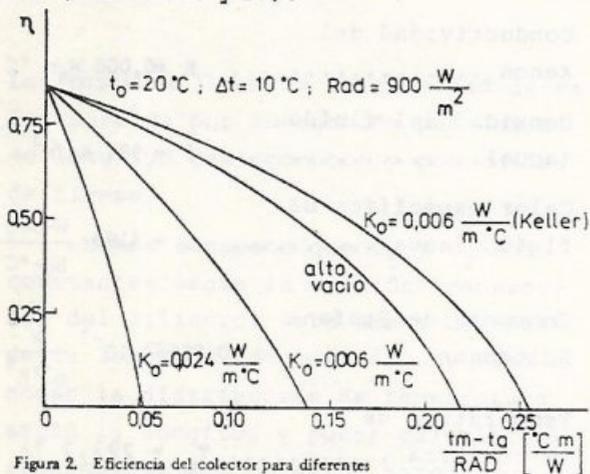


Figura 2. Eficiencia del colector para diferentes conductividades. Comparación con el colector de Keller

En la figura (2), mostramos el rendimiento de este colector a una presión de vacío de unos pocos Torr, pero con distintos gases residuales. Se observa que el colector que contiene Xenón ( $K_o = 0,006 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ ), tiene un comportamiento de mayor rendimiento que el que contiene aire ( $K_o = 0,024 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )

En esta figura, también hemos querido mostrar el rendimiento de un colector, estudiado anteriormente<sup>8</sup> y construido por Keller<sup>6</sup> en la Universidad Santa María (Chile), bajo iguales condiciones de presión de vacío y con Xenón como gas residual.

Se observa que el diseño de Keller es de superior rendimiento que el estudiado en este trabajo.

Ahora, si en el colector de cilindros coaxiales producimos una presión de vacío que esté por debajo de  $10^{-3}$  Torr, conseguimos un comportamiento similar al de Keller bajo las mismas condiciones anteriormente mencionadas.

O sea, que bajo las condiciones de alto vacío, el diseño estudiado en este trabajo (que es similar al de Owens-Illinois) tendrá una eficiencia termal aceptable dentro del marco del objetivo general de nuestro grupo de trabajo.

## CONCLUSIONES

El propósito de nuestro proyecto de investigación es desarrollar para transferir a la industria nacional colectores solares que trabajen a temperaturas entre  $80$  a  $150 \text{ } ^\circ\text{C}$  con una eficiencia termal no inferior a  $0,4$ .

En este trabajo analizamos una alternativa dentro de los colectores solares en tubos evacuados y llegamos a las siguientes conclusiones:

Los cilindros coaxiales como colector en tubo evacuado cumplen el objetivo de nuestro proyecto, si se utiliza alto vacío. En general, utilizar alto vacío puede resultar complicado por el problema de sellado. En la geometría propuesta y por el tipo de material utilizado, el sellado no es problema serio. Luego, la propuesta es viable.

.14022E-2

ALFA = .29

VE= .6702E-3

ALFA = .29

$t_1$	$t_2$	$z$	$t_1$	$t_2$
35.	25	0	45	25
34.6117	25.0534	5	44.3636	25.2233
34.2199	25.1044	10	43.7134	25.437
33.8246	25.153	15	43.0493	25.6411
33.4256	25.1993	20	42.3712	25.8354
33.0232	25.2432	25	41.679	26.02
32.6171	25.2847	30	40.9725	26.1949
32.2074	25.3238	35	40.2516	26.3599
31.7941	25.3606	40	39.5162	26.515
31.3771	25.3949	45	38.7661	26.6601
30.9566	25.4268	50	38.0012	26.7953
30.5323	25.4563	55	37.2213	26.9204
30.1043	25.4834	60	36.4264	27.0354
29.6727	25.5081	65	35.6163	27.1403
29.2373	25.5303	70	34.7908	27.2349
28.7982	25.5501	75	33.9498	27.3192
28.3554	25.5674	80	33.0932	27.3933
27.9088	25.5823	85	32.2208	27.4569
27.4584	25.5947	90	31.3325	27.5101
27.0042	25.6047	95	30.4281	27.5528
26.5462	25.6121	100	29.5076	27.5849
26.0844	25.6171	105	28.5706	27.6064
25.6188	25.6196	110	27.6172	27.6171

Tabla I: Distribución de temperatura a lo largo del colector  
 $\Delta t = 10^\circ\text{C}$  - Temperatura de entrada  $25^\circ\text{C}$ .

Tabla II: Distribución de temperatura a lo largo del colector  
 $\Delta t = 20^\circ\text{C}$  - temperatura de entrada  $25^\circ\text{C}$ .

.8406E-3

ALFA = .29

VE= .3754E-3

ALFA = .29

$t_1$	$t_2$	$z$	$t_1$	$t_2$
90	80.	0	100	80
89.659	80.089	5	99.5768	80.3987
89.3121	80.1742	10	99.1312	80.7809
88.9591	80.2555	15	98.6627	81.1467
88.6002	80.333	20	98.1708	81.4958
88.2351	80.4066	25	97.6552	81.8282
87.8639	80.4763	30	97.1153	82.1437
87.4865	80.5421	35	96.5506	82.4421
87.1029	80.6039	40	95.9607	82.7233
86.7129	80.6617	45	95.3451	82.9872
86.3166	80.7156	50	94.7032	83.2335
85.9138	80.7655	55	94.0346	83.4621
85.5046	80.8113	60	93.3387	83.6729
85.0888	80.8531	65	92.6149	83.8655
84.6665	80.8908	70	91.8628	84.0399
84.2374	80.9244	75	91.0817	84.1959
83.8017	80.9539	80	90.271	84.3331
83.3592	80.9792	85	89.4302	84.4515
82.9099	81.0004	90	88.5587	84.5507
82.4536	81.0174	95	87.6558	84.6306
81.9905	81.0302	100	86.7209	84.6909
81.5203	81.0387	105	85.7534	84.7314
81.043	81.043	110	84.7526	84.7518

Tabla III: Distribución de temperatura a lo largo del colector  
 $\Delta t = 10^\circ\text{C}$  - Temperatura de entrada  $80^\circ\text{C}$ .

Tabla IV: Distribución de temperatura a lo largo del colector  
 $\Delta t = 20^\circ\text{C}$  - Temperatura de entrada  $80^\circ\text{C}$ .

## BIBLIOGRAFIA

1. E. SPEYER: "solar energy collection with evacuated tubes".  
Trans. ASME J. Eng. Power 87, N°3, pp. 270 (1965).
2. U. ORTABASI AND W. BUEHL: "Analysis and performance of an evacuated tubular collector"  
Ext. Abstr. 1975 Cong. Los Angeles, Calif., pp. 222.
3. D.C. BEEKLEY AND G.R. MATHER: "Analysis and experimental test of solar collector arrays based on evacuated tubular solar collectors".  
Ext. Abstr. 1975 Cong. Los Angeles, Calif., pp. 256.
4. R. BRUNO, W. HERMANN, H. HORSTER, R. KERSTEN AND F. MAHD-JURI: "High efficiency solar collectors".  
Ext. Abstr. 1975 Cong. Los Angeles, Calif., pp. 256.
5. K. HIROTANI, K. KANATANI AND M. OSUMI: "An evacuated glass tube solar collector and its application to a solar cooling, heating and hot water supply system for the hospital in Kinki University"  
Solar Energy 22, 535 (1976)
6. A. KELLER: "A solar collector of glass".  
Actas de Electricite Solaire.  
Toulouse 1-5 marzo(1975)
7. A. KELLER AND M. DIAZ: "Study of conduction heat losses in flat plate collectors in evacuated tubes"  
Proceeding of the First Latin American School and Third International Symposium on Non-Conventional Energy Sources. ACIF Series Vol. 10  
World Scientific-Singapore (1984).
8. A. KELLER AND M. DIAZ: "Temperature distribution and efficiency in a flat plate collector in an evacuated tube".  
A publicar.