

ANÁLISIS TÉRMICO COMPARATIVO ENTRE COLECTORES PLANOS CON CUBIERTA DE VIDRIO Y DE POLICARBONATO

María del R. Torres, Jorge Follari y Amílcar Fasulo.

Laboratorio de Energía Solar - Universidad Nacional de San Luis -
Chacabuco 917 - 5700 - San Luis - E.Mail : solar@unsl.edu.ar.

Tecno Solar S.R.L. - Raúl B. Díaz 2938 - (5700) San Luis.
Tel : (0652-28925).

RESUMEN:

Se miden los rendimientos de dos colectores iguales salvo la cubierta, de simple vidrio en uno y de policarbonato alveolar 6 mm en el otro. Se obtienen sendas curvas de rendimiento teórico modificando adecuadamente, las expresiones encontradas en la bibliografía a fin de adaptarlas a la geometría del receptor experimentado. Se muestran los resultados obtenidos, tanto experimentales como teóricos y se analizan comparativamente.

INTRODUCCIÓN:

En nuestro trabajo anterior [1], presentamos algunas curvas de eficiencia de ambos colectores las cuales fueron determinadas experimentalmente exponiéndolos a la radiación solar y midiendo las temperaturas del fluido entrante y saliente, como así también el flujo de agua. Trabajamos de acuerdo a la definición de Eficiencia Instantánea dada en [2].

La relación que gobierna el rendimiento térmico de un colector solar, en condiciones estacionarias, se basa en que la diferencia entre la energía absorbida y perdida, es igual a la energía adquirida por el fluido transferidor de calor; de acuerdo con la referencia [3], la ecuación correspondiente es:

$$\eta_i = F' (\alpha \tau)_n - \frac{F' U_L (\bar{T}_f - T_a)}{G_T} \quad (1)$$

donde:
 F' = factor de eficiencia del colector
 U_L = coef. global de pérdidas [W m⁻² °C⁻¹]
 $(\alpha \tau)_n$ = absorbanza de la placa por la transmitancia de la cubierta en condiciones de incidencia normal

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE PERDIDAS U_L:

El coeficiente global de pérdidas está dado por (2), donde:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (2)$$

U_t = coeficiente de pérdidas hacia el frente; tiene en cuenta las pérdidas convectivas y radiativas.

U_b = coeficiente de pérdidas por la cara posterior; U_e = coeficiente de pérdidas por las paredes laterales.

Calculamos U_t utilizando la expresión empírica(3) desarrollada por Klein [2], la cual es válida en un rango de temperaturas medias para la placa absorbadora comprendida entre la temperatura ambiente y 200 C con error de $\pm 0,3$ W m⁻² C⁻¹.

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_a)^e}{(N + f)} \right] + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{(e_p + 0.00591 N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133e_p}{e_g} - N} \quad (3)$$

N = número de cubiertas de vidrio

f = $(1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w e_p) (1 + 0.07866N)$

C = $520 (1 - 0.000051 \beta^2)$ para $0^\circ < \beta < 70^\circ$.

β = inclinación del colector (grados).

e = $0.430 (1 - 100 / T_{pm})$

T_{pm} = temperatura media de la placa (°K)

e_g = emitancia del vidrio (0.88)

e_p = emitancia de la placa

T_a = temperatura ambiente (°K)

h_w = coeficiente de transferencia de calor con viento (w / m²C)

Respecto al cálculo del coeficiente de transferencia de calor inducido por el viento (h_w), en la bibliografía consultada la discusión no está acabada por lo que decidimos seguir las recomendaciones de Duffie y Beckman (referencia [2]): "cuando ocurren simultáneamente la convección libre y la forzada Mc. Adams recomienda que ambos valores sean calculados y que el mayor se use en los cálculos". El coeficiente de transferencia de calor (en W/m² C) para colectores puede expresarse como en la ecuación (3), donde V es la velocidad del viento en m/s y L es una longitud característica del colector y, es igual a la raíz cúbica del volumen del colector.

$$h_w = \max \left[5, \frac{8.6 V^{0.6}}{L^{0.4}} \right] \quad (4)$$

Para estimar la temperatura media de la placa (T_{pm}), seguimos el método iterativo señalado en la referencia [2]. Respecto a U_b y a U_e , los calculamos usando las expresiones usuales (referencia [3]):

CALCULO DEL FACTOR DE EFICIENCIA F':

El factor de eficiencia está dado por la razón entre la cantidad real de calor útil colectado y la cantidad real de calor útil que se obtendría si toda la superficie de la placa estuviera a la temperatura promedio del fluido.

Aceptando la expresión encontrada por Bliss (referencia [4]) para calcular F' y considerando el diseño de nuestros colectores, decidimos encuadrarlos dentro del Caso III estudiado en dicha referencia: (resistencia de las soldaduras despreciable); por lo que calculamos F' a partir de la siguiente expresión:

$$F' = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi D h_c} + \frac{1}{\frac{D}{W} + \left(1 - \frac{D}{W}\right) F}} \quad (5)$$

donde (para la geometría utilizada en la deducción):

D = diámetro de los tubos [m].

W = distancia entre los centros de los tubos [m].

h_c = coeficiente de transferencia de calor entre la pared del tubo y el fluido [W/m^2C].

F es la eficiencia de la aleta (ó eficiencia geométrica).

El diseño de los colectores experimentados en nuestro laboratorio básicamente consiste en dos láminas de acero inoxidable a una de las cuales, a la inferior, se le imprime un relieve triangular y se la enfrenta soldándola convenientemente a la superior que se mantiene lisa. En este diseño se buscó la elasticidad de los ductos a fin de que no se rompan con la dilatación que se produce con el congelamiento del agua en caso de heladas.

El valor encontrado para el factor de eficiencia es $F' = 0.99$. Aquí se pone en evidencia la razón por la cual estos colectores tienen mayor eficiencia al compararlos con otros como lo hicieron experimentalmente Rapallini y otros (referencia [5]).

COMPARACIÓN DE EFICIENCIAS TEÓRICAS Y EXPERIMENTALES:

Para poder calcular teóricamente U_L y F' siguiendo las indicaciones mencionadas, fue necesario diagramar un programa en Turbo Pascal. Conocidos los valores del coeficiente global de pérdidas y del factor de eficiencia de los colectores procedimos a la determinación teórica de la eficiencia de los colectores con cubierta de vidrio y con cubierta de policarbonato. Algunos de los valores encontrados se muestran en las Tablas 1 y 2, en las mismas también se incluyen las eficiencias experimentales a fin de poder compararlas. Las primeras 6 columnas de dichas tablas integran el archivo de datos que ingresa oportunamente el programa y las restantes son algunos de los valores calculados por el mismo.

T_i [C]	T_o [C]	T_a [C]	V [m/s]	m [kg]	G_T [W/m^2]	U_L [W/m^2C]	F'	T_{pm} [C]	η_{teor}	η_{exp}
17.95	67.25	15.00	2.65	640	926.72	7.37	0.99	46.79	0.600	0.562
22.60	73.67	10.25	2.00	580	960.42	7.29	0.99	52.06	0.533	0.509
32.05	71.22	11.40	1.50	760	982.89	7.11	0.99	54.76	0.530	0.500
44.60	79.62	12.20	0.50	615	862.13	6.53	0.99	65.13	0.444	0.412
donde: 54.10	82.17	12.05	0.50	740	881.79	6.63	0.99	69.98	0.401	0.389
67.30	89.05	14.00	0.20	765	859.32	6.20	0.99	80.50	0.360	0.320

Tabla 1 :Datos del colector con cubierta de vidrio. Estos valores se obtuvieron con $\alpha = \epsilon_p = 0.95$ y $\tau_v = 0.87$.

[C]	T_i [C]	T_a [C]	V [m/s]	m [kg]	G_T [W/m^2]	U_L [W/m^2C]	F'	T_{pm} [C]	η_{teor}	η_{exp}
17.90	63.07	14.83	2.65	660	926.72	7.04	0.99	43.98	0.559	0.531
22.45	70.37	9.70	2.00	590	954.80	6.98	0.99	49.01	0.486	0.489
32.00	67.32	11.40	1.50	815	980.08	6.81	0.99	51.65	0.489	0.485
44.62	74.65	12.07	0.50	635	820.01	6.25	0.99	61.54	0.394	0.384
54.22	79.30	11.55	0.50	830	890.21	6.37	0.99	67.33	0.361	0.386
67.35	86.82	13.40	0.20	875	853.71	5.93	0.99	77.64	0.314	0.329

Tabla 2: Datos del colector con cubierta de policarbonato. Estos valores se obtuvieron con $\alpha = \epsilon_p = 0.95$ y $\tau_v = 0.8$.

En las Figuras 1 y 2 se muestran las curvas de las eficiencias experimentales y teóricas para sendos colectores.

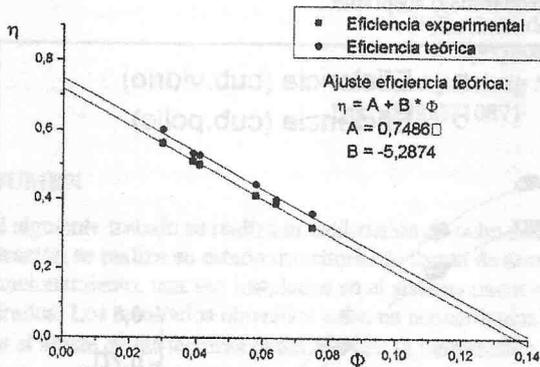


FIGURA 1: Eficiencia experimental y teórica del colector con cubierta de vidrio

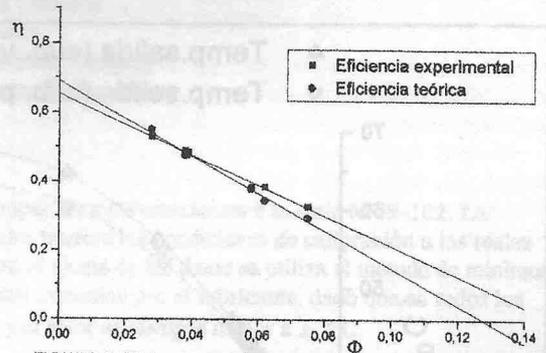


FIGURA 2: Eficiencia experimental y teórica del colector con cubierta de policarbonato.

Al observar la Figura 1 notamos que la curva teórica y experimental son paralelas y próximas, lo que confirma el hecho que la curva teórica expresa lo que realmente ocurre en un colector con cubierta de vidrio. El desplazamiento hacia arriba de la curva teórica se debe a dos factores: por un lado, pone en evidencia errores sistemáticos presentes en las mediciones del caudal y radiación; y por otro lado a que, el valor adoptado para la absorbancia de la placa ($\alpha=0.95$) resulta más alto que el real (a esto contribuye el hecho de que el colector medido lleva un año y medio de uso).

Al observar la Figura 2 notamos que la curva teórica encontrada siguiendo los pasos mencionados en los apartados a) y b) no expresa la curva real para el caso del policarbonato, esto se debe a que la ecuación (3) no ajusta en este caso los datos experimentales, debido a que el policarbonato posee menor transmisividad óptica, y a que también posee menor conductividad térmica que los valores teóricos usados. Queda como tarea a realizar encontrar las modificaciones necesarias en la teoría.

En todos los casos las eficiencias se refieren a área bruta.

RESULTADOS EXPERIMENTALES:

Siguiendo la Norma IRAM correspondiente (N 210.002), realizamos las determinaciones experimentales del rendimiento de los dos colectores. En las mediciones del corriente año registramos expresamente la velocidad del viento a fin de poder realizar, en forma paralela el estudio teórico correspondiente. Los resultados se muestran en las Figuras 3 y 4.

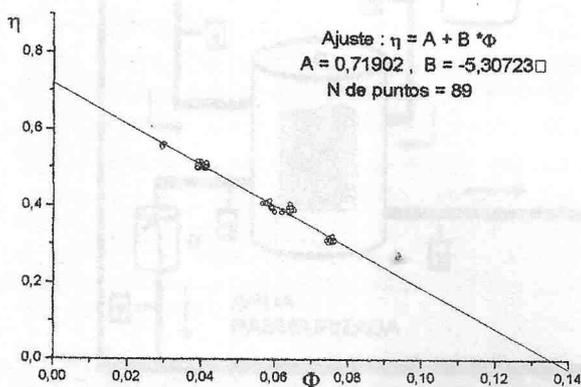


FIGURA 3: Eficiencia del colector con cubierta de vidrio. Datos correspondientes a 1996.

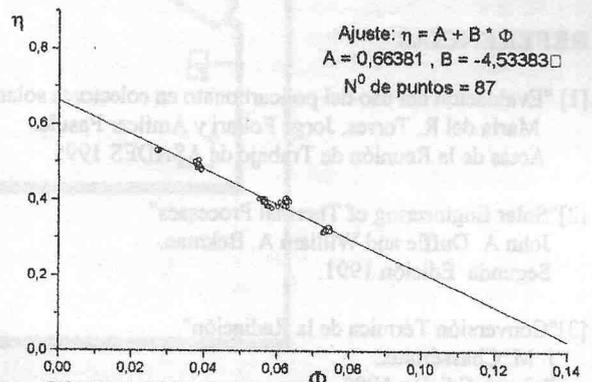


FIGURA 4: Eficiencia del colector con cubierta de policarbonato. Datos correspondientes a 1996.

En la Figura 3 se muestra la curva que ajusta a los 89 puntos experimentales, resultando: $\eta = 0.72 - 5.31 \Phi$.

En la Figura 4 se muestra el ajuste de los 87 puntos experimentales resultando: $\eta = 0.66 - 4.53 \Phi$.

Realizamos un seguimiento de la eficiencia a lo largo del día, para lo que resolvimos mantener la temperatura del agua que entra en un valor constante y medir las eficiencias instantáneas. Los resultados se muestran en las Figura 5. Los datos que se muestran

en la misma fueron tomados el día 2 de julio de 1996. En dichas gráficas cada curva resulta del ajuste de 52 puntos experimentales. Analizando las curvas de eficiencias instantáneas de la Figura 5 comprobamos que para ambos colectores se mantienen prácticamente constantes entre las 12-30 hs y las 14-30 hs, es decir manifiestan un comportamiento simétrico alrededor del mediodía solar, con este resultado aseguramos los límites del horario de trabajo aceptable.

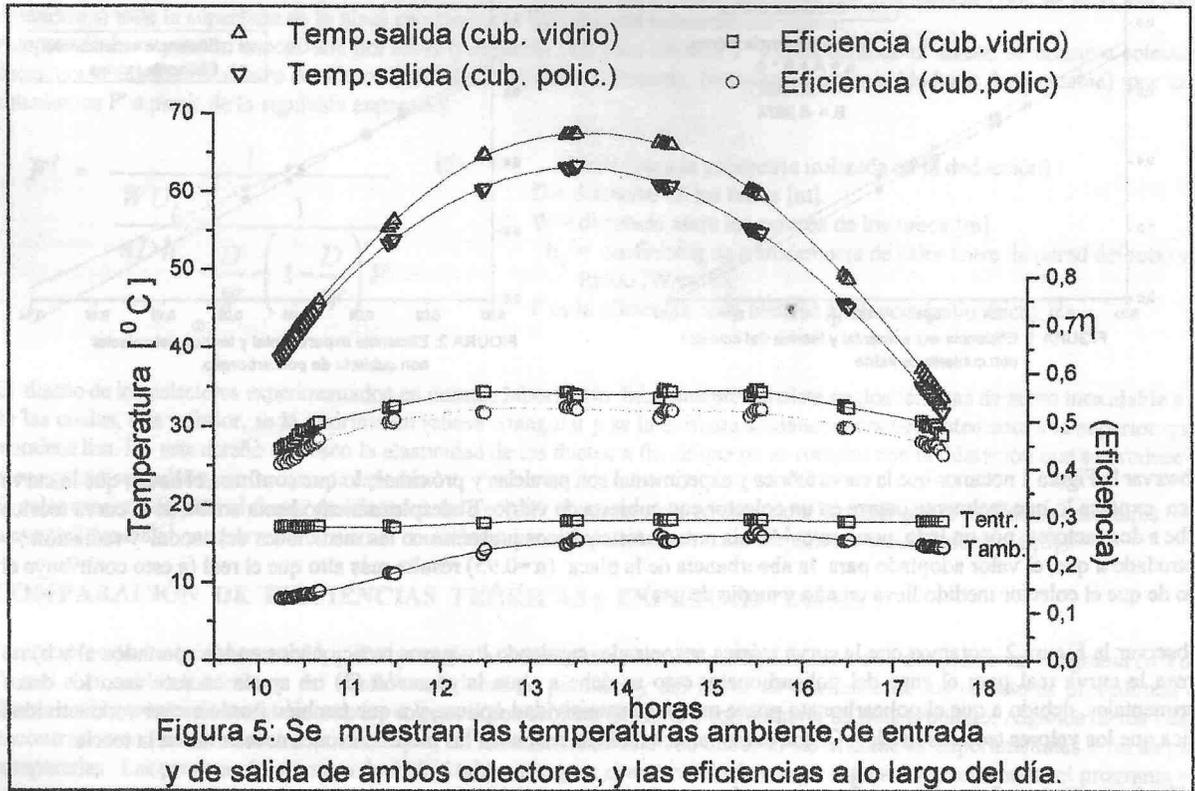


Figura 5: Se muestran las temperaturas ambiente, de entrada y de salida de ambos colectores, y las eficiencias a lo largo del día.

CONCLUSIONES

De acuerdo a los cálculos de las eficiencias del '96, en los que tuvimos en cuenta las correspondientes velocidades del viento, comprobamos que la ecuación (4) aproxima de manera aceptable el comportamiento de h_w .

El estudio teórico muestra un buen acuerdo con la experiencia para el colector con cubierta de vidrio, para el que fue realizado con las adaptaciones necesarias dada la geometría del receptor.

REFERENCIAS

- [1] "Evaluación del uso del policarbonato en colectores solares".
María del R. Torres, Jorge Follari y Amílcar Fasulo.
Actas de la Reunión de Trabajo de ASADES 1995.
- [2] "Solar Engineering of Thermal Processes"
John A. Duffie and William A. Bekman.
Segunda Edición 1991.
- [3] "Conversión Térmica de la Radiación".
J. M. Chassériaux.
Primera Edición 1990.
- [4] "The Derivations of Several Plate Efficiency Factor's Useful in the Design of Flat-Plate Solar -Heat Collectors".
R. W. Bliss,
Solar Energy 3, 55, N°4 (1959).
- [5] "Banco de pruebas de colectores solares: Resultados obtenidos en el período 1979-81"
A. Rapallini y otros.
Actas de la 7^{ma} Reunión de Trabajo de ASADES 1981. Pag 116.