

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE TRES COLECTORES SOLARES DE BAJO COSTO DISEÑADOS PARA PAÍSES DE CLIMA TEMPLADO

Italo Bove – italo@fing.edu.uy

Laboratorio de Energía Solar, Instituto de Física, Facultad de Ingeniería,
Universidad de la República, Montevideo (Uruguay)

Juan Manuel Rodríguez Muñoz – jrodrigue@fing.edu.uy

Laboratorio de Energía Solar, Departamento de Física del Litoral, CENUR Litoral Norte,
Universidad de la República, Salto (Uruguay)

Luis Juanicó - juanico@comahue-conicet.gob.ar

Instituto Andino Patagónico de Tecnologías Biológicas y Geoambientales,
CCT Patagonia Norte, Conicet (Argentina)

Juan José Oña – ceuta@ceuta.org.uy

Gustavo Rosa – ceuta@ceuta.org.uy

CEUTA: Centro Uruguayo de Tecnologías Apropriadas, Canelones 1198, Montevideo (Uruguay)

Resumen. *Este trabajo presenta la caracterización experimental de tres diferentes colectores solares de bajo costo y sencilla fabricación para el usuario promedio. Esta caracterización fue realizada bajo norma ISO 9806:2017 en el Banco de Ensayos de Calentadores Solares del Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de la República (Salto, Uruguay), empleando el método cuasi-dinámico, el cual fue antes verificado con buenas calificaciones por el Instituto Metrológico de Alemania. Con esta metodología se determinaron siete parámetros para cada colector: eficiencia óptica, factores lineal y cuadrático de pérdidas de calor, factor de inercia térmica, el coeficiente modificador por ángulo de incidencia para la irradiancia directa, el factor de incidencia de la radiación difusa, y la temperatura de estancamiento; estos 21 valores fueron determinados con errores inferiores al 10 % y muchos del orden del 1 %, obteniéndose valores consistentes en todos menos uno, el factor cuadrático de pérdidas de calor de un colector, el cual afecta poco al cálculo de la productividad del colector en regímenes de operación de climas templados (saltos de temperatura menores a 40 °C) o cálidos, para provisión de agua caliente de uso sanitario. Estos rendimientos fueron comparados con un colector comercial alemán, obteniéndose en los tres colectores producciones superiores al 50 % del alemán. Como el costo de éste supera en tres veces a los tres estudiados, se concluye que estos podrían obtener rendimientos proporcionalmente al costo marcadamente mejores que el alemán, aumentando su área útil. Este análisis permitió además sugerir modificaciones de diseño para optimizar su rendimiento, a estudiar en trabajos futuros.*

Palabras clave: *Energía solar térmica, colectores de bajo costo, ensayos de desempeño térmico.*

1. INTRODUCCIÓN

Como ha sido observado en la mayoría de las energías renovables, la tecnología de colectores solares nace en la década de los setenta motorizada por la crisis del petróleo, alcanzando hoy el grado de tecnología madura y de alcance mundial. Frente a los colectores planos originales, los colectores de tubo de vacío desarrollados posteriormente constituyen la mejor solución para países de clima frío debido a sus sensiblemente menores pérdidas de calor, y han liderado el mercado mundial empujado por las fuertes ventas en el sudeste asiático (Zhiqiang, 2005). También es reconocida su capacidad inigualable para alcanzar temperaturas de hasta 200 °C (Sabiha et al, 2015). De este modo, se han generado nuevas aplicaciones para este tipo de colectores solares, tales como la refrigeración solar por absorción y adsorción (Zhiqiang, 2005; Zhang et al., 2011), y las cocinas solares de alta temperatura (Sharma et al., 2005; Esen, 2004). Siguiendo este interés, el desarrollo de nuevos tubos de vacío de muy alta eficiencia ha continuado hasta hoy incluyendo nuevos enfoques, tales como “machine learning” basado en redes de inteligencia neuronal (Liu et al., 2017; Li et al., 2017). No obstante lo anterior, por otro lado, esas mejoras han causado también mayores desafíos respecto del posible sobrecalentamiento del reservorio de agua, que pueden conducir a peligrosas sobrepresiones en ausencia de consumo y gran recurso solar (vacaciones de verano) (Quiles et al., 2014). Si bien estos colectores incluyen una válvula de alivio, esta solución no es aceptable como sistema de uso periódico, y se encuentra prohibida en países europeos. Esta debilidad (no resuelta) es la mayor barrera para la universalización de los colectores de tubo de vacío, especialmente en países desarrollados, en particular europeos (Frank et al., 2015). Recientes investigaciones se han enfocado en soluciones sofisticadas y costosas, tal como el desarrollo de un nuevo tipo de cubierta de transmitancia solar variable con la temperatura (Mercs et al., 2016; Muehling et al., 2014). Entonces, frente a este riesgo (falla catastrófica del tanque de agua), muchos usuarios son reacios a utilizar colectores de tubo de vacío. Recientemente ha sido planteada una solución

integral a este problema proponiendo tubos de vacío de aparente menor calidad (de mayores pérdidas de calor) empleando recubrimientos de mayor emisividad en vez de proseguir la carrera tecnológica actual en pos de menor emisividad infrarroja empleando películas selectivas (Juanicó, 2018).

Por todo lo anterior, los colectores planos han vuelto a resurgir en el mercado (Cheng et al., 2015). Sin embargo, las nuevas tecnologías han sido creadas por y para los países desarrollados de climas fríos buscando aumentar su eficiencia, o minimizar sus pérdidas de calor (ESTIF, 2006). También es cierto que los colectores planos modernos han invertido importantes esfuerzos en mejorar su estética, pero la suma de ambas tendencias ha causado en paralelo un fuerte incremento de sus costos. Vale decir y como corolario de lo anterior, que en países de climas templados a tropicales (presentes en países subdesarrollados) se pueden presentar problemas de sobrecalentamiento en estos colectores, que son además demasiados costosos para este usuario promedio.

El análisis muestra un escenario tecnológico y de mercado que abre una oportunidad para el desarrollo de nuevos colectores de bajo costo diseñados para países subdesarrollados (de climas templados a cálidos). En estos, debido a sus mayores pérdidas de calor no existe riesgo de sobrecalentamiento, y el clima más benigno ayuda a morigerar su baja calidad termosolar. Los autores creen que queda un importante trabajo de rediseño de colectores de bajo costo, reinterpretando e integrando sus tres comportamientos físicos principales: termo-solar, termo-hidráulico y termo-mecánico, a la luz de los nuevos materiales y técnicas constructivas. Siendo el diseño termo-solar sin duda el más estudiado, recientes estudios (Juanicó, 2016 y 2017) muestran la importancia de considerar conjuntamente estas tres “patas de diseño”, proponiendo nuevos colectores basados en una larga manguera. En esos trabajos también se discute como el diseño tradicional (colector de diseño hidráulico basado en muchos tubos paralelos) es una solución eficaz para reducir notablemente su resistencia hidráulica y de este modo alcanzar caudales de refrigeración (por convección natural) suficientemente elevados, de modo de reducir el salto de temperaturas en operación, lo cual aumenta la eficiencia. Este diseño clásico logra buena calidad termo-mecánica cuando emplea tubos metálicos (acero inoxidable o aluminio) y modernas soldaduras automatizadas, pero presenta costos elevados respecto a nuevas soluciones basadas en componentes comerciales de diferentes polímeros (plásticos o gomas).

En este trabajo estudiaremos el desempeño termo-solar y termo-hidráulico de tres colectores de bajo costo y los compararemos con uno comercial clásico de costo promedio, en una facilidad experimental desarrollada bajo norma ISO 9806 (2017). Discutiremos sus potencialidades para ser implementada como colectores de bajo costo (autoconstrucción) para provisión de agua caliente sanitaria en países de clima templado a cálido.

2. DESCRIPCIÓN DE LOS COLECTORES

En este trabajo se eligieron tres colectores de bajo costo para su análisis: uno de fabricación industrial en México (denominado FPC1, *Flat Plate Colector 1*) y dos autoconstruidos localmente (FPC2 y FPC3). Además, se utilizó un colector comercial tradicional de fabricación alemana (FPC4) como referencia.

El colector FPC1 fue fabricado en Temixco (México) por la empresa Módulo Solar, modelo AXOL HVPURH 150. Se basa en un colector utilizado tradicionalmente para calentar piscinas cuyo absorbedor es de polipropileno (1,7 m² área), pero colocado dentro de una caja (área total 1,9 m²) para disminuir las pérdidas de calor, siendo la misma no estanca para evitar altas temperaturas. La cubierta de la caja es de policarbonato alveolar de espesor 6 mm. La tapa posterior de la caja también es de policarbonato alveolar, y no existe aislación entre el absorbedor y la misma; de esa forma, el colector es simétrico y sigue funcionando si se lo da vuelta, de forma de alargar su vida útil debido a la posible degradación del polipropileno con la radiación. El costo en origen ronda los 90 USD/m².

Los colectores FPC2 y FPC3 fueron construidos en el Laboratorio de Energía Solar (LES, <http://les.edu.uy/>) de la Universidad de la República (Uruguay) en colaboración con la organización CEUTA (Centro Uruguayo de Tecnologías Apropriadas). Ambos colectores tienen un absorbedor formado por una chapa (1,0 m²) de hierro galvanizado pintada de negro mate (película no selectiva), y un circuito refrigerante formado por cañerías de cobre de 12 mm de diámetro interior (1/2”). Dichos absorbedores están dentro de una caja de madera OSB forrada exteriormente con lona de PVC. Entre el absorbedor y la caja se disponen una doble aislación térmica, de lana de vidrio (2,5 cm espesor), y otros 2,5 cm de poliestireno expandido. La cubierta es de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor. El área exterior de la caja es de 1,27 m². La diferencia entre ambos diseños es que en el FPC2 la cañería de cobre (5,8 m longitud) está colocada en zigzag y unida por omegas de chapa, tal como se puede apreciar en la Fig. 1. Por su parte, en el colector FPC3 la cañería de cobre (14,1 m longitud) está colocada en espiral y unida a la chapa por puntos de soldadura. El costo total de los materiales para cada colector en plaza local (Montevideo) es de 110 USD/m² (FPC2) y 130 USD/m² (FPC3) se omite considerar el costo de mano de obra ya que fueron diseñados para ser armado por los propios usuarios. Una fabricación en serie de estos equipos reduciría costos de materiales, pero sumaría el costo de la mano de obra (20 USD c/u, un operario medio día), alcanzándose costos similares a los anteriores.

Por último, a modo de referencia se utilizó un colector tradicional fabricado en Alemania (FPC4), con superficie absorbidora de 1,85 m² tipo parrilla con aletas soldadas recubierta por pintura selectiva. La cubierta es de vidrio simple templado de bajo contenido de hierro, con área exterior de 2,0 m². Dicho colector fue construido especialmente para una intercomparación de bancos de ensayos latinoamericanos organizada por el PTB alemán en 2019, de la cual participó la facilidad experimental utilizada en este trabajo (Rodríguez-Muñoz et al., 2020). El costo de un colector de similares características ronda los 300 USD/m² en origen.



Figura 1- Fotografía de la placa colector de los tres colectores FPC1, FPC2 y FPC3 de izquierda a derecha.

3. METODOLOGÍA

3.1 Método de ensayo

La norma ISO 9806 (2017) es una de las más utilizadas para caracterizar el desempeño térmico de colectores solares dado que cubre una amplia variedad de tecnologías, incluyendo colectores sin cubierta, de placa plana, de tubos al vacío, colectores concentradores, entre otros. Esta norma admite dos metodologías de ensayo: una en estado estacionario (SST – *Setady State Testing*), donde se requiere una alta estabilidad de los forzantes del sistema (caudal y temperatura del flujo de entrada, irradiancia solar, velocidad de viento, etc.), y la otra en condiciones cuasi-dinámicas (QDT – *Quasi Dynamic Testing*), en la que las condiciones de estabilidad son más flexibles. En diversas publicaciones se ha mostrado la equivalencia entre ambas metodologías (Fischer et al., 2004; Osorio y Carvalho, 2014; Rodríguez-Muñoz et al., 2020). Los colectores analizados en este trabajo fueron ensayados de acuerdo al método QDT. En la Eq. (1) se muestra el modelo sugerido en el caso de colectores de baja temperatura con cubierta,

$$\frac{\dot{Q}_u}{A_G} = \eta_{0,b} \cdot [K_b(\theta) \cdot G_b + K_d \cdot G_d] - a_1(T_m - T_a) - a_2(T_m - T_a)^2 - a_5 \frac{dT_m}{dt}, \quad (1)$$

donde G_b y G_d son la irradiancia solar directa y difusa sobre el plano del colector, respectivamente, T_m es la temperatura media del fluido que atraviesa el colector, la cual se estima como el promedio entre la temperatura del fluido a la entrada y a la salida del colector, T_a es la temperatura del aire circundante, y los parámetros que caracterizan el comportamiento térmico del colector son: $\eta_{0,b}$, $K_b(\theta)$, K_d , a_1 , a_2 y a_5 . El primer parámetro es la eficiencia óptica del colector, a_1 y a_2 son los factores de pérdidas térmicas (convectivas e infrarojas, respectivamente), y a_5 es la capacidad térmica efectiva dividida por el área total del colector. Para el modificador por ángulo de incidencia para la irradiancia directa $K_b(\theta)$ se utilizó la expresión dada por la Eq. (2) (Souka & Safwat, 1966), donde θ es el ángulo de incidencia en el plano del colector:

$$K_b(\theta) = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right). \quad (2)$$

Para determinar los parámetros característicos se debe operar el colector bajo distintas condiciones de funcionamiento. Para esto la norma define los días tipo o *day type*: cada *day type* corresponden a secuencias de ensayo específicas y se tienen 4 *day type* diferentes en total. Cada una de estas secuencias (*day type*) debe tener una duración de al menos 3 horas pudiendo estar constituidas por varias sub-secuencias no consecutivas de al menos 30 minutos cada una. Luego, el valor de los parámetros característicos y su incertidumbre se determinan mediante regresión lineal múltiple; para mayores detalles se puede consultar a Rodríguez-Muñoz et al. (2021a).

3.2 Banco de ensayos

Las pruebas se realizaron en el Banco de Ensayos de Calentadores Solares (BECS) del LES, ubicado en la localidad de Salto (31° sur), Uruguay. Recientemente esta capacidad de ensayo participó de una inter-comparación de laboratorios

de ensayo a nivel de Latinoamérica organizada por el PTB (*Physikalisch-Technische Bundesanstalt*), Instituto Metrológico de Alemania. En esta inter-comparación (de ensayos SST) se obtuvo una puntuación satisfactoria en todos los parámetros medidos (valor absoluto de Z-score menor 2). El BECS fue el único laboratorio de Latinoamérica que presentó además resultados de ensayo bajo la metodología QDT, obteniendo valores satisfactorios en todos los parámetros medidos, excepto en el parámetro K_d , en el que se obtuvo un valor absoluto de Z-score entre 2 y 3. El informe final de dicha actividad se encuentra en (Fisher, 2020).



Figura 2- Montaje del colector FPC2 en el seguidor solar.

Los colectores fueron montados sobre un seguidor móvil como se muestra en la Fig. 2. La inclinación horizontal de este seguidor se puede ajustar manualmente entre 0° y 75° y el azimut se puede ajustar de forma manual o automática con un paso de 2 minutos de arco entre -90° y 90° . Se impuso una velocidad de viento de 3 m/s (promedio espacial) sobre los colectores utilizando los ventiladores axiales que se muestra en Fig. 2. El caudal de ensayo se fijó en 0,02 lts/s por metro cuadrado de área total y durante todas las pruebas el ángulo de inclinación del seguidor se fijó en 45° , el azimut se ajustó de forma manual o automática según el *day type*.

Para medir la temperatura a la entrada y a la salida del colector se utilizaron PT100 de 3 hilos con transmisores de 4-20 mA de la marca Herten, montados a menos de 200 mm de las conexiones de colector, como lo especifica la norma. Dichos sensores fueron calibrados bajo norma en el LES reportándose una incertidumbre estándar de $0,02^\circ\text{C}$. La temperatura ambiente se registró con un sensor PT1000 de 2 hilos Honeywell también calibrado en el LES con una incertidumbre estándar de $0,02^\circ\text{C}$. La medida de caudal se realizó con un caudalímetro electromagnético de la marca Endress & Hauser con una incertidumbre estándar de 0,5 % de la medida. La velocidad del viento paralelo al plano del colector se midió con un anemómetro de copa NGR con incertidumbre estándar de 0,25 m/s. La irradiancia global en el plano del colector (G) se midió con un piranómetro Kipp & Zonen modelo CMP 10. La irradiancia directa G_b en el plano del colector se estimó de la siguiente manera: por un lado, se midió la irradiancia global en plano horizontal (GHI) y por el otro la irradiancia difusa en plano horizontal (DHI) con un piranómetro montado con una banda de sombra del mismo fabricante, ambas medidas con instrumentos Kipp & Zonen CMP10. Luego, la irradiancia en incidencia normal (DNI) se estimó por diferencia de estas dos medidas, y, multiplicando la DNI por el coseno del ángulo de incidencia en el plano del colector se obtuvo G_b . La medida de irradiancia difusa en el plano horizontal con la banda de sombra es corregida con un factor provisto por el fabricante, si bien existen diversas formas de corregir ese valor, algunas de ellas con mejor performance (Rodríguez-Muñoz et al., 2021b). Dichos piranómetros son calibrados anualmente en el LES bajo la norma ISO 9747:1992 contra un estándar secundario Kipp & Zonen CMP22 enviado cada cinco años a calibrar contra la referencia radiométrica mundial en World Radiation Center en Davos, Suiza. Todas las medidas se registraron cada 10 segundos usando un adquirente de datos Fischer Scientific DT85.

4. RESULTADOS

En la Tabla 1 se muestran el valor y la incertidumbre de los parámetros característicos de los tres colectores de bajo costo (FPC1, FPC2 y FPC3) y del colector comercial (FPC4). Los valores están referenciados al área de la placa absorbadora y no al área total a fin de equiparar las diferentes áreas, y los parámetros del colector comercial fueron extraídos de Rodríguez-Muñoz et al. (2021a) (ajustado por la relación entre el área total y la del absorbador). Complementando la información de la Tab. 1, en la Fig. 3 se muestra la curva de eficiencia de los cuatro colectores

asumiendo una fracción difusa del 15 %. Esta curva resulta de dividir la Ec. (1) por la irradiancia solar global en el plano del colector, G .

Tabla 1- Valor e incertidumbre de los parámetros característicos para cada colector.

Parámetros	FPC1		FPC2		FPC3		FPC4	
	Valor	Incert.	Valor	Incert.	Valor	Incert.	Valor	Incert.
$\eta_{0,b}$	0,766	0,003	0,496	0,003	0,551	0,003	0,791	0,002
K_d	1,046	0,011	1,133	0,220	1,103	0,023	0,973	0,006
b_0	0,146	0,011	0,044	0,022	0,036	0,018	0,121	0,005
a_1 (W/m ² .K)	7,440	0,2388	4,022	1,162	3,987	0,287	4,707	0,124
a_2 (W/m ² .K ²)	0,0459	0,0045	0,0064	0,0023	0,0333	0,0052	0,0081	0,0022
a_5 (J/m ² .K)	35168	849	34134	1288	34532	1074,2	12042	634,39
T_{stg} (°C)	130	n.c	160	n.c	140	n.c	200	n.c

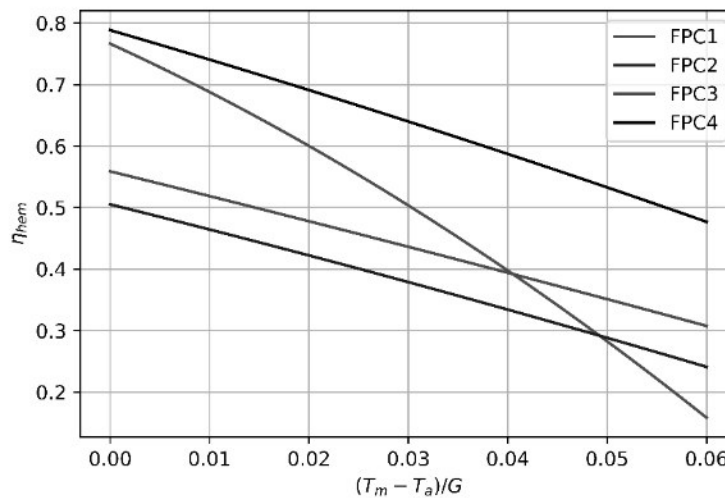


Figura 3- Curvas de eficiencia para los diferentes colectores (15 % radiación difusa).

En la Tab. 1 y en la Fig. 3 se puede observar que la eficiencia óptica ($\eta_{0,b}$) en incidencia normal de los colectores FPC2 y FPC3 es menor que la del colector comercial y del FPC1; esto puede deberse a que en las pruebas de FPC2 y FPC3 se observaron mediante cámara infrarroja zonas muy calientes en las placas colectoras, evidenciando un mal contacto térmico entre el circuito hidráulico y la placa absorbadora. Ello disminuye el factor de eficiencia (F') y en consecuencia $\eta_{0,b}$. Esto es un aspecto mejorable a futuro, procurando aumentar la transferencia de calor y reducir la temperatura media del colector, lo cual permitiría reducir aún más las pérdidas convectivas, además de mejorar la eficiencia óptica.

Los colectores de bajo costo poseen una cubierta de policarbonato (en vez de vidrio bajo contenido de hierro), el cual crea un efecto similar a una doble cubierta, reduciendo las pérdidas de calor convectivas. Ello, junto con la aislación térmica en la cara trasera (como en FPC2 y FPC3) hace que se logren menores coeficientes de pérdidas convectivas, a_1 , respecto del colector comercial FPC4 (-15 %). El colector FPC1 es el de mayores pérdidas convectivas (-46 %), resultado esperable por cuanto dicho colector no aísla la parte trasera de la placa absorbadora y su cámara de aire no es estanca. Es destacable que los factores de pérdida de FPC2 y FPC3 sean inferiores a los de FPC4, siendo apreciable en la Fig. 3 que sus pendientes son menores que la del colector comercial.

El alto valor del coeficiente de pérdidas de calor infrarrojas, a_2 , de FPC1 y FPC3 es esperable siendo que sus placas no poseen pintura selectiva (como sí FPC4), aunque curiosamente FPC2 posee un valor incluso inferior a FPC4. Esto puede deberse al hecho de que los colectores fueron ensayados a una diferencia de temperatura ($T_m - T_a$) máxima de 50 °C, que puede no haber sido suficiente para determinar correctamente a_2 . En la literatura se ha observado que a menor temperatura de ensayo, se tiende a sobreestimar el valor de a_1 y subestimar a_2 , compensando sus diferencias.

Los valores estimados de temperatura de estancamiento son razonables y consistentes con las observaciones anteriores, siendo el valor mas bajo para FPC1 (altos coeficientes a_1 y a_2), intermedio para FPC3 (bajo a_1 y alto a_2) y mayor para FPC2 (bajos a_1 y a_2), aunque previsiblemente menor que para FPC4.

El factor modificador por ángulo de incidencia, b_0 , típicamente asume un valor de 0,1 para colectores de una cubierta y 0,2 para colectores de dos cubiertas (Duffie & Beckman, 1991); consistente con esto obtuvimos 0,146 para FPC1 y 0,121 para FPC4, pero valores menores a 0,1 para FPC2 y FPC3, los cuales indican una baja incidencia angular (de radiación directa) en estos colectores. Consistente con este último punto, observamos valores K_d hasta 13 % superior a la unidad en estos dos colectores (y 4,6 % para FPC1), lo que indica un mejor aprovechamiento de la irradiancia difusa. Estos valores elevados de K_d son llamativos, siendo éste normalmente menor a la unidad para colectores de placa plana (Fischer et al., 2004; Osorio y Carvalho, 2014). Los valores b_0 menores a 0,1 y los valores de K_d mayores a la unidad

pueden deberse a la cubierta de policarbonato; un análisis más detallado de la transmitancia de este tipo de cubiertas, en particular la dependencia angular, será objeto de futuros trabajos.

En la Tabla 2 se muestran las estimaciones de la potencia útil por unidad de área absorbadora (W/m^2) que puede obtenerse por los colectores bajo distintas condiciones de temperatura y de nubosidad. Los cálculos fueron realizados utilizando la Ec. (1), asumiendo incidencia normal y estado estacionario. Las condiciones de nubosidad corresponden a las de reporte estándar dadas por la norma ISO 9806 (2017) (SRC – *Standard Reporting Conditions*) y se reportan en el encabezado de esta tabla. El término $T_m - T_a$ representa la diferencia entre la temperatura media del fluido de trabajo y la temperatura ambiente, siendo esta diferencia directamente proporcional a las pérdidas térmicas (por ejemplo, una diferencia de $T_m - T_a = 0^\circ\text{C}$ indica que las pérdidas térmicas son cero). Además, entre paréntesis se reporta la disminución porcentual de la potencia producida por los colectores de bajo costo respecto del comercial. En la Fig. 4 se muestran los valores de la Tab. 2 en forma gráfica.

Tabla 2- Potencia útil por unidad de área absorbadora (W/m^2) producida por los colectores bajo condiciones SRC; entre paréntesis se indica la disminución porcentual respecto al colector de referencia (FPC4).

$T_m - T_a$ ($^\circ\text{C}$)	Cielo claro ($G_b=850 \text{ W}/\text{m}^2$, $G_d=150 \text{ W}/\text{m}^2$)				Cielo parcialmente nublado ($G_b=440 \text{ W}/\text{m}^2$, $G_d=260 \text{ W}/\text{m}^2$)				Cielo nublado ($G_b=0 \text{ W}/\text{m}^2$, $G_d=400 \text{ W}/\text{m}^2$)			
	FPC1	FPC2	FPC3	FPC4	FPC1	FPC2	FPC3	FPC4	FPC1	FPC2	FPC3	FPC4
0	771 (2%)	505 (36%)	559 (29%)	788	545 (1%)	364 (34%)	400 (27%)	548	320 (+4%)	225 (27%)	243 (21%)	308
20	604 (13%)	422 (39%)	466 (33%)	691	378 (16%)	281 (38%)	307 (32%)	451	153 (27%)	142 (33%)	150 (29%)	211
40	400 (32%)	334 (43%)	346 (41%)	587	174 (50%)	193 (44%)	187 (46%)	347	0 (100%)	54 (50%)	30 (72%)	107
60	159 (67%)	241 (49%)	200 (58%)	477	0 (100%)	100 (58%)	41 (83%)	237	0	0	0	0

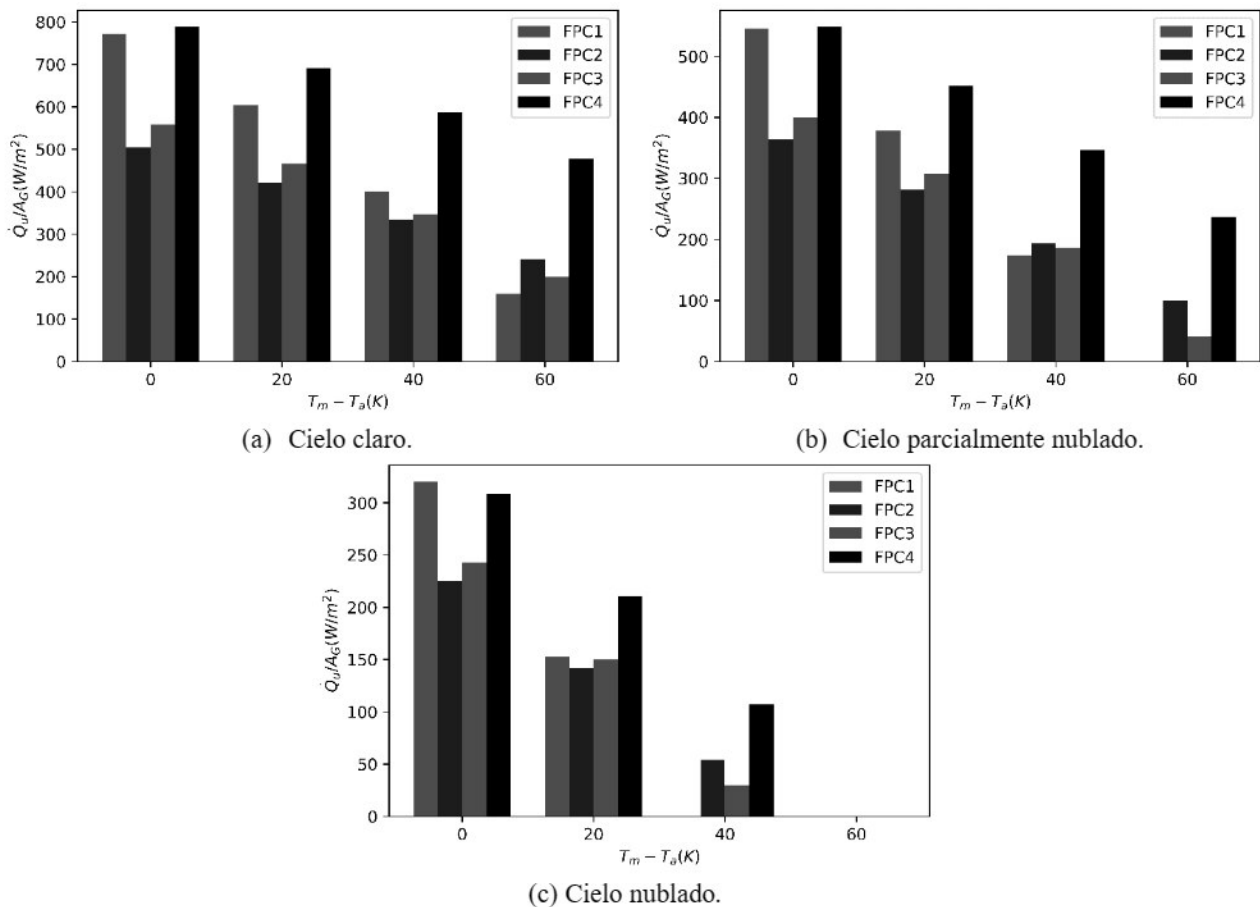


Figura 4- Potencia útil por unidad de área absorbadora producida por los colectores bajo condiciones SRC.

Los resultados que se muestran en la Tabla 2 y en la Figura 4 se pueden dividir en tres rangos de diferencias de temperatura. El primero es el rango bajo ($T_m - T_a$ de 0 a 20°C); aquí se observa que los colectores FPC2 y FPC3 presentan un rendimiento casi uniforme en todo el rango, siendo éste para cielo claro del 29 al 39 % inferior al del FPC4, y siendo superados por el FPC1 (2 a 13 % inferior a FPC4) en un comportamiento típico de los colectores para piscinas. Además,

en este rango se observa que en todos los casos el rendimiento se acerca al del colector comercial conforme aumenta la fracción difusa, debido a sus mayores valores de K_d (mayores a la unidad) debido a sus cubiertas de policarbonato; incluso para cielo cubierto y $T_m - T_a = 0\text{ }^\circ\text{C}$ el colector FPC1 presenta mayor desempeño que el comercial, obteniendo un valor $\eta_{0,b}K_d$ mayor que éste (0,80 y 0,77, respectivamente). El segundo rango es el intermedio, ($T_m - T_a$ de 20 a 40 $^\circ\text{C}$), aquí se observa que los colectores de bajo costo producen entre un 32 y 50 % menos de potencia que el comercial en condiciones de cielo claro y cielo parcialmente nublado, y entre 50 y 72 % (excepto 100 % para FPC3) menos en condiciones de cielo nublado. Observamos también la diferencia respecto del colector comercial aumenta conforme aumenta la fracción difusa, lo cual era previsible ya que en este rango de mayores temperaturas la ganancia debido a K_d no compensa las mayores pérdidas de calor. Se puede estimar el factor de pérdida total de calor como $a_1 + a_2(T_m - T_a)$, el cual efectivamente aumenta con la temperatura en los colectores. Finalmente observamos que en el rango alto ($T_m - T_a$ de 40 a 60 $^\circ\text{C}$) las diferencias con FPC4 van desde un 49 % hasta el 100 % (rendimiento nulo).

Se hace notar que para un clima templado como el de Uruguay no es necesario aumentar la temperatura del agua de red en más de 40 $^\circ\text{C}$ en invierno y 25 $^\circ\text{C}$ en verano. En efecto, la temperatura del agua de red se puede aproximar por la temperatura ambiente promedio mensual, la cual, por ejemplo, varía entre 11,7 y 25 $^\circ\text{C}$ para la ciudad de Salto (Uruguay). Aumentando la temperatura del agua de red en 40 $^\circ\text{C}$ se obtendrían temperaturas entre 51,7 y 65 $^\circ\text{C}$, siendo muy adecuada para propósitos sanitarios. Además, para esta misma ciudad las condiciones de cielo claro y parcialmente nublado corresponden a 79,1 % de las horas de sol, siendo además las de mayor aporte energético (Vitale et al., 2018). Dicho esto, y en base a los resultados de la Tab. 2, podemos considerar que los colectores de bajo costo van a trabajar la mayor parte del tiempo produciendo una potencia mayor o igual al 50 % del colector comercial. Siendo el recurso solar de libre disponibilidad, y dado que los costos por área del absorbedor del colector comercial son el triple que el de los de bajo costo, se considera que un colector de bajo costo del doble de área que uno comercial podría obtener la misma energía con una mejor relación costo/beneficio. Comparando ahora el rendimiento de los tres colectores de bajo costo entre sí, en todo el rango de operación el FPC1 obtiene el mejor desempeño (20 a 43 %); entre los otros dos el FPC3 produce ligeramente más (hasta 10 %) que el FPC 2, pero su costo es también ligeramente mayor y equilibra lo anterior.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ensayaron tres colectores de bajo costo bajo norma ISO 9806 en condiciones cuasi-dinámicas en el Banco de Ensayos de Calentadores Solares del Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de la República, Uruguay. Esta metodología permite obtener resultados confiables bajo condiciones ambientales flexibles. Se caracterizaron los colectores determinando siete parámetros: $\eta_{0,b}$, K_d , b_0 , a_1 , a_2 , a_3 , y T_{stg} , los cuales permiten simular con gran detalle el rendimiento del colector bajo diversas condiciones: distintas diferencias de temperatura, distintos tipos de recurso solar (tanto de radiación directa como difusa) y ante oscilaciones del recurso (considerando la inercia del colector). Todos estos (21) parámetros se pudieron calcular con incertezas menores al 10 %, y muchos del orden de 1 %, reflejando la buena nota obtenida en la inter-comparación organizada por el PTB (*Physikalisch-Technische Bundesanstalt*), Instituto Metrológico de Alemania. Todos los parámetros demuestran ser consistentes entre sí y comparados con un colector comercial alemán de calidad media (cubierta de vidrio de bajo contenido de hierro y placa colectora con pintura selectiva), siendo la única excepción el bajo valor a_2 del FPC2, atribuible al bajo salto de temperatura (hasta 50 $^\circ\text{C}$) ensayado.

Sobre esta caracterización experimental de los tres colectores, se calcularon sus curvas de eficiencia para un día claro y sus potencias producidas para tres diferentes recursos solares (claro, medio nublado y nublado). Para climas templados como los de Uruguay donde el agua de red no se debe calentar nunca más de 40 $^\circ\text{C}$ para proveer usos sanitarios, se concluye que el colector de menor costo (FPC1) obtendría la mayor producción, incluso comparado con el comercial alemán. Por ejemplo, siendo su rendimiento en este rango de temperaturas entre 2 y 32 % inferior al alemán, bastaría con construir un colector 67 % más grande (y mitad de costo) para asegurar una producción muy superior. El éxito del diseño FPC1 se basa en dos factores: el bajo costo del absorbedor de polipropileno “tipo piscina”, y las buenas propiedades térmicas de la cubierta de policarbonato alveolar. Esta misma cubierta fue también utilizada con éxito en los restantes dos diseños estudiados, que emplean una chapa metálica como absorbedor, un cierto serpentín de cobre como colector hidráulico, y aislación térmica en la cara trasera. Ambos diseños son económicos y sencillos de fabricar; siendo sus rendimientos entre 29 y 43 % inferiores al colector alemán para clima templado, pero con costes entre 63 y 57 % inferiores, ambos permitirían obtener mejores producciones si se aumentasen proporcionalmente sus áreas.

Respecto de los trabajos a futuro, restaría por testear los colectores con saltos de temperatura mayores de 50 $^\circ\text{C}$ para verificar el bajo valor de a_2 medido en FPC2. También fue curioso el alto valor de K_d medido en los tres colectores, atribuible a la cubierta de geometría compleja (policarbonato alveolar), pero que requeriría un estudio más detallado. En cuanto a los aspectos constructivos, en los dos colectores de serpentín (FPC2 y FPC3) se observaron zonas calientes en operación, lo cual sugiere una alta resistencia térmica de contacto entre la chapa absorbidora y el tubo de cobre, que de ser reducido redundaría en mejores eficiencias. Considerando ahora estos dos colectores, observamos que el uso de una mayor longitud de serpentín de cobre (FPC3) no mejoró el rendimiento, posiblemente por lo dicho anteriormente sobre el mal contacto térmico, el cual (por la forma curva del serpentín) no permite su fijación sencilla mediante perfiles omega (como el FPC2). Entonces, sumado este resultado al mayor costo del FPC3 y su mayor resistencia hidráulica (que posiblemente obligue a utilizar una bomba para impulsar el refrigerante), concluimos que este diseño presenta mayores desafíos constructivos que el FPC2, que sería actualmente escogido. La realización de los ensayos de calificación sobre

los colectores representa otro trabajo a futuro, lo que serviría para verificar que los materiales utilizados son adecuados y que los colectores soportarían las condiciones de trabajo en una instalación real durante un periodo de tiempo razonable.

Como corolario de todo lo anterior, concluimos que desde el punto de vista del desempeño térmico no es necesario el uso de materiales especiales de alto costo para climas templados (o cálidos) como si utiliza el colector alemán (como pintura selectiva), ya que su efecto es casi despreciable para diferencias de temperaturas bajas a medias; en cambio el colector más sencillo (FPC1) obtiene el mejor costo/beneficio. Entonces, se plantean como desafíos de diseño para futuros trabajos, el estudio de colectores FPC1 modificados, empleando aislación térmica en la cara posterior y/o cubiertas de policarbonato de mayor espesor (10 mm), como formas de reducir las pérdidas de calor convectivas.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer a la Agencia Nacional de Investigación e Innovación (ANII), Uruguay, por el apoyo financiero a través del proyecto FSE 2015 110109.

REFERENCIAS

- Chen, G., Doroshenko, A., Koltun, P., Shestopalov, K. (2015). Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors. *Solar Energy* 115, 577–88.
- Duffie, J. A. and Beckman, W. A. (1991). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- Esen, Mehmet. (2004). Thermal performance of a solar cooker integrated vacuum-tube collector with heat pipes containing different refrigerants. *Solar Energy* 76, 751–757.
- ESTIF (European Solar Thermal Industry Federation) (2006). En: http://solarprofessional.com/sites/default/files/articles/ajax/docs/6_SP2_6_pg58_Stickney-8.jpg
- Fisher, S., Müller-Steinhagen, H., Perers, B. (2003). Collector parameter identification - iterative methods versus multiple linear regression. ISES Solar World Congress. Presented at the ISES Solar World Congress, Gothenburg, Sweden, 16-19/6, 2003.
- Fisher, S. (2020). Expert Report - Quality Infrastructure for Energy Efficiency and Renewable Energy in Latin America and the Caribbean. Report #95309. Recuperado de: http://les.edu.uy/papers/Expert_Report-RR-Test_R1.pdf
- Frank, E., Mauthner, F., Fischer, S. (2015). Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications. IEA Solar Heating & Cooling Programme Task #49. En: http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/7/frank_iea_shc_task49_overheatingstagnationreport_approved_v-2-3.pdf
- ISO 9806. (2017). Solar Energy – Solar thermal collectors – Test methods. Switzerland: International Organization of Standardization.
- Juanicó, L.E., Di Lalla, N. (2016). The pulsed flow design: a new low-cost solar collector. *Journal of Renewable Energy* 87 (1), 422–429.
- Juanicó, L.E., Di Lalla, N., González, A.D. (2017). Full thermal-hydraulic and solar modeling to study low-cost solar collectors based on a single long LDPE house. *Journal of Renewable & Sustainable Energy Reviews* 73, 187-195.
- Juanicó, L.E. (2018). Modified vacuum tubes for overheating limitation of solar collectors: A dynamical modeling approach. *Solar Energy* 171 (3), 804–810.
- Liu, Z., Li, H., Liu, K., Yu, H., Cheng, K. (2017). Design of high-performance water-in-glass evacuated tube solar water heaters by a high-throughput screening based on machine learning: A combined modeling and experimental study. *Solar Energy* 142, 61–67.
- Li, H., Liu, Z., Liu, K., Zang, Z. (2017). Predictive Power of Machine Learning for Optimizing Solar Water Heater Performance: The Potential Application of High-Throughput Screening. *Int. J. of Photoenergy*, Hindawi Ed., ID 4194251, 10 pages.
- Mercs, D., Didelot, A., Capon, F., Pierson, J.F., Hafner, B., Pazidis, A., Föste, S. (2016). Innovative smart selective coating to avoid overheating in highly efficient thermal solar collectors. *Energy Procedia* 91, 84–93.
- Muehling, O., Seeboth, A., Ruhmann, R., Eberhardt, V., Byker, H., Anderson, C.D., De Jong, S. (2014). Solar Collector Cover with Temperature-controlled Solar Light Transmittance. *Energy Procedia* 48, 163–171.
- Osorio, T., Carvalho, M. (2014). Testing of solar thermal collectors under transient conditions. *Solar Energy* 104, 71–81.
- Quiles, P., Aguilar, F., Aledo, S. (2014). Analysis of the overheating and stagnation problems of solar thermal installations. *Energy Procedia* 48, 172–180.
- Rodríguez-Muñoz, J.M., Monetta, A., Bove, I., Alonso-Suárez, R. (2020). Ensayo cuasi-dinámico de colectores solares de placa plana ne Uruguay de acuerdo a la norma ISO 9806:2017. *ENERLAC. Revista de energia de Latinoamérica y el Caribe* 4 (2), 10–26. Disponible en: <http://enerlac.olade.org/index.php/ENERLAC/article/view/142>
- Rodríguez-Muñoz, J.M., Bove, I., Alonso-Suárez, R. (2021a). Novel incident angle modifier for quasi-dynamic testing of flat plate solar thermal collectors. *Solar Energy* 224, 112–124.
- Rodríguez-Muñoz, J.M., Monetta, A., Alonso-Suárez, R., Bove, I., Abal, G. (2021b). Correction methods for shadow-band diffuse irradiance measurements: assessing the impact of local adaptation. *Renewable Energy* 178, 830–844.

- Sabiha, M., Saidur, R., Mekhilef, S., Mahian, O. (2015). Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. *Renew Sustain Energy Rev* 51, 1038–1054.
- Souka, A., Safwat, H. (1966). Determination of the optimum orientations for the double-exposure, at-plate collector and its reflectors. *Solar Energy* 10 (4), 170–174.
- Sharma, S., Iwata, T., Kitano, H., Sagara, K. (2005). Thermal performance of a solar cooker based on an evacuated tube solar collector with a PCM storage unit. *Solar Energy* 78, 416–426.
- Vitale, G., Bove, I., Abal, G. (2018). Transmitancia solar de coberturas vidriadas: el rol de la radiación difusa. Anais do VII Cong. Brasil. de Energia Solar (CBENS) – Gramado, 17-20 abril 2018, ISBN: 978-85-62179-02-0.
- Zhang, G., Wang, D.C., Zhang, J.P., Han, Y., Sun, W. (2011). Simulation of operating characteristics of the silica gel-water adsorption chiller powered by solar energy. *Solar Energy* 85 (7), 1469–1478.
- Zhiqiang, Y. 2005. Development of solar thermal systems in China. *Solar Energy Mater. and Sol. Cells* 86 (3), 427–442.

THERMAL PERFORMANCE TESTING OF THREE DIFFERENT LOW-COST SOLAR THERMAL COLLECTORS

Abstract. *This work presents the experimental characterization of three different low-cost and easy-to-manufacture solar collectors for the average user. This characterization was carried out under the ISO 9806: 2017 standard in the Solar Heaters Test Bank of the Solar Energy Laboratory of the University of the Republic (Salto, Uruguay), using the quasi-dynamic method, which was previously verified with good qualifications by the German Metrological Institute. With this methodology, seven parameters were determined for each collector: optical efficiency, linear and quadratic heat loss factors, thermal inertia factor, the incident angle modifier for direct irradiance, the incident angle modifier for diffuse irradiance, and the stagnation temperature; These 21 values were determined with errors less than 10 % and many of the order of 1 %, obtaining consistent values in all but one, the quadratic factor of heat losses of a collector, which affects little to the calculation of collector productivity in operating regimes of temperate climates (temperature jumps less than 40 °C) or hot, for the provision of hot water for sanitary use. These performances were compared with a German commercial collector, obtaining in the three cases productions greater than 50 % of the German one. As the cost of this is three times higher than the three studied, it is concluded that these could obtain markedly better yields than the German, increasing their useful area in proportion to the cost. This analysis also made it possible to suggest design modifications to optimize performance, to be studied in future work.*

Key words: *Solar thermal energy, low-cost solar collectors, thermal performance test.*