

RENDIMIENTO TERMICO EN CIRCUITO ABIERTO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE DE GRAN LONGITUD PARA SECADO INDUSTRIAL

Miguel Condorí, Gonzalo Duran

Instituto de Investigaciones en Energía no Convencional (INENCO),

Universidad Nacional de Salta,

CONICET,

Av. Bolivia 5150, A4408FVY, Salta, Argentina

(54) (387) 4258709. Email: miguel.angel.condori@gmail.com

RESUMEN: Se estudia un calentador solar de aire de paso paralelo, de 9,76 m de longitud, en condiciones de funcionamiento de cielo claro y temperatura de entrada igual a la temperatura ambiente. Con un modelo cuasi estacionario que considera la masa térmica de la placa, se obtiene un método para determinar parámetros relacionados con el rendimiento térmico de este tipo de calentador. La eficiencia térmica instantánea en función del tiempo tiene una pendiente ligeramente positiva, cuya media es estable para ángulos de incidencia de la radiación solar hasta 30°. Esta media corresponde a la eficiencia óptica en estado estacionario del colector. En estado no estacionario, se obtiene una relación lineal entre las diferencias de temperaturas placa-ambiente y aire de salida-ambiente, con 98,6% de ajuste para un flujo de 0,19 kg/s. Se obtiene la curva del rendimiento térmico del colector en función del caudal másico de aire.

Palabras claves: modelo cuasi estático, colector solar de aire, eficiencia térmica, secado solar.

INTRODUCCION

Existen diferentes tipos de calentadores solares de aire utilizados en el secado de productos agrícolas. Estos calentadores son el componente principal del secador indirecto por convección, que producen total o parcialmente la energía térmica necesaria en el proceso de secado (EL-Mesery et al., 2022; Fudholi y Sopian, 2019; Ortiz-Rodriguez et al., 2022). El secado solar industrial necesita banco de colectores conectados en serie y en paralelo, definiendo la línea en serie la temperatura de salida y las conexiones en paralelo el volumen total de aire caliente. El secado de hortalizas requiere temperaturas entre 40°C y 60°C. Un calentador solar largo produce temperaturas más altas, pero mezclado con aire ambiente puede proporcionar la temperatura requerida por más tiempo (Cesar-Munguia et al., 2022; Condorí et al., 2017; Pankaew et al., 2020). El colector objeto de estudio, se desarrolló para un banco de diez calentadores solares de aire que entregó durante 6-7 h temperaturas alrededor de los 50°C con un flujo másico de 0,06 kg/s por colector (Duran y Condorí, 2013).

La determinación de la eficiencia térmica de calentadores solares de aire largos es un tema en desarrollo. Los métodos de determinación de rendimiento más utilizados en calentadores solares convencionales se basan en el modelo de estado estacionario de Hottel-Whillier-Bliss (HWB), que utiliza condiciones ambientales restrictivas y temperatura de entrada controlada. Las mediciones de campo se realizan con días claros, en un pequeño intervalo alrededor del mediodía solar, considerando el ángulo de incidencia de la radiación respecto de la normal y la constante de tiempo del colector (Duffie y Beckman, 2013; Osório y Carvalho, 2014; Rojas et al., 2008). Para mediciones bajo norma el método es válida para ángulo de incidencia menor a 20° y radiación solar, temperatura ambiente, y temperatura de entrada con desvíos menores a $\pm 50 \text{ W/m}^2$, $\pm 1^\circ\text{C}$, $\pm 0, 1^\circ\text{C}$, respectivamente (Fischer et al., 2004).

En el caso de calentadores solares de aire, la temperatura de entrada es igual a la temperatura ambiente y, de acuerdo con el modelo HWB, la eficiencia térmica es igual a la eficiencia óptica del calentador. El

modelo asume condiciones ambientales constantes para intervalos cortos que superen el requerido por la constante de tiempo. Los colectores con gran inercia térmica, debido a los materiales utilizados, presentan diferencia de fase entre la temperatura de salida y la radiación solar incidente, produciendo registros erróneos de eficiencia cuando aumenta o disminuye la radiación solar. Ejemplo de calentadores másicos son el colector de 50 m de longitud formado por un lecho de piedras desarrollado por Saravia et al. (1983) y el colector solar de aire sin cubierta integrado a la pared, consistente de un solo panel de 26 m² de superficie desarrollado por Paya-Marín et al. (2015).

El comportamiento de colectores con constante de tiempo grande se describe mejor por un modelo no estacionario. El método dinámico más simple incorpora la corrección de la masa térmica al modelo estacionario HWB (Nayak y Amer, 2000). Existen otros modelos dinámicos que añaden más términos de corrección y permiten una descripción más detallada del comportamiento del colector, pero requieren simulación computacional (Fan et al., 2020; Osório y Carvalho, 2014). La mayoría de estos métodos requieren control de la temperatura de entrada (Obstawski, Bakoń, y Czekalski, 2020).

En el presente trabajo, se caracteriza la eficiencia térmica de un colector solar de aire de 9,76 m de longitud, con placa de absorción de chapa ondulada y paso de aire paralelo, por encima y debajo de la placa. Se propone un modelo cuasi estacionario simple del calentador solar, donde se considera acumulación de calor en la placa de absorción, y se estudia el rendimiento térmico del calentador en condiciones de cielo claro, en circuito abierto y temperatura de entrada igual a la temperatura ambiente, utilizando el modelo cuasi estacionario.

EL COLECTOR



Figura 1: Etapas de construcción del colector prototipo. Fuente (Duran y Condorí, 2013).

El colector bajo estudio, de 9,76 m de largo, 0,94 m de ancho y 0,10 m de alto, se presentó en un trabajo anterior, junto con las medidas que aquí se utilizan (Duran y Condorí, 2013), por lo que sólo se mencionan los aspectos constructivos relevantes. En la Fig. 1 se muestra las etapas de construcción del colector. El cuerpo se construyó con chapa galvanizada lisa, plegada en los laterales para formar el cajón. En el interior del cajón se colocó una sola pieza de aislamiento térmico de lana de vidrio, con la lámina de aluminio reforzado mirando hacia arriba. Como placa se colocó una chapa ondulada, con canaletas paralelas a la dirección del flujo de aire. Se utilizaron tacos de madera para separar la chapa del aislante térmico. La cara superior de la chapa se pintó de color negro mate. Por encima del cajón se colocó la cubierta de policarbonato alveolar transparente. La cubierta se pega con sellador siliconado y se sujeta al cajón con ángulos de chapa galvanizada de 25 mm de lado.

LOS DATOS MEDIDOS

El prototipo se orientó mirando al norte, con el largo en la dirección este-oeste, y pendiente fija optimizada para el medio día solar. Se utilizó un datalogger NUDAM 425 para tomar datos con frecuencia de medio minuto, al cual se conectaron sensores para medir temperatura ambiente, radiación solar global sobre plano del colector y temperaturas de aire a la entrada y salida del colector. Se midió manualmente, en diferentes momentos y en varios puntos de la sección de entrada, la velocidad de flujo de aire. Se usaron termopares tipo K, con blindaje de radiación con protección de papel aluminio, para medir las temperaturas de aire. La radiación solar fue medida con un piranómetro fotovoltaico LICOR Li – 200 en el plano del colector. La velocidad de aire con un anemómetro de hilo caliente TSI VelociCalc, tomando el promedio de los valores medidos. En la calibración de los termopares se obtuvo en todos los casos un error absoluto inferior a 0,2 °C. El error de medición del piranómetro es del 3% y del 3% para el anemómetro, ver esquema de la Fig. 2.

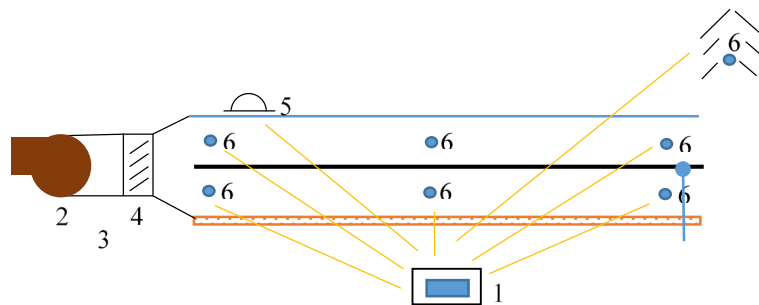


Figura 2: Esquema del sistema de medición. 1-datalogger, 2-ventilador, 3-anemómetro, 4-regulador de flujo, 5-piranómetro, 6-termopares.

Tabla 1: Valores medio de flujo másico, eficiencia térmica, salto térmico, energía útil, radiación solar y temperatura ambiente, para 30° de ángulo de incidencia y radiación mayor a 600 W/m2.

Fecha	Flujo (Kg/s)	η	To-Ta (°C)	Qu (W)	I (W/m2)	Ta (°C)
Jun 4	0.13	0.59	32.6	4273	830	19.2
Jun 5	0.14	0.65	30.4	4288	760	20.8
Jun 6	0.22	0.61	19	4203	791	21.4
Jun 8	0.06	0.39	44.2	2673	793	19.8
Jun 20	0.16	0.51	22	3239	805	16.8
Jun 22	0.16	0.51	20.8	3349	751	23.2
Jun 26	0.15	0.53	23.3	3036	760	16.5
Jun 27	0.19	0.51	20.3	3278	734	18
Dic 13	0.33	0.52	14.5	4818	1063	31.0
Dic 18	0.28	0.56	16.6	5132	977	31
Dic 19	0.27	0.51	17.2	4604	1056	32.0
Dic 22	0.07	0.44	55.1	3884	1008	30.9

Dado que el flujo de aire pasa por abajo y arriba de la placa, se midieron las temperaturas de aire a la entrada y salida tanto del canal superior como del inferior. La diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida se calcula con la Ec. (1), y la temperatura media con la Ec. (2).

$$T_o - T_i = \frac{1}{2} [(T_{o,up} + T_{o,down}) - (T_{i,up} + T_{i,down})] \quad (1)$$

$$T_m = \frac{1}{2} [(T_{o,up} + T_{o,down}) + (T_{i,up} + T_{i,down})] \quad (2)$$

donde $T_{o,up}$, $T_{i,up}$ son las temperaturas de aire del canal superior y $T_{i,down}$, $T_{o,down}$ las del canal inferior.

De los ensayos realizados se seleccionaron 12 con distintos flujos de aire y ángulo de incidencia de 30° alrededor del mediodía solar. En la Tabla 1 se muestran los promedios para cada ensayo, de eficiencia

térmica, salto térmico y calor útil, radiación sobre plano del colector y temperatura ambiente, y radiación solar total sobre plano del colector mayor a 600 W/m².

EL MODELO ANALITICO

Se considera un modelo sencillo para el colector solar de aire de paso paralelo, que consta de una cubierta superior transparente, una placa absorbente, flujo de aire que pasa por dos canales, superior e inferior a la placa absorbente, y aislamiento térmico por debajo y a los lados de la caja del colector. Este modelo se basa, con modificaciones, en otro presentado anteriormente Duran y Condorí (2013).

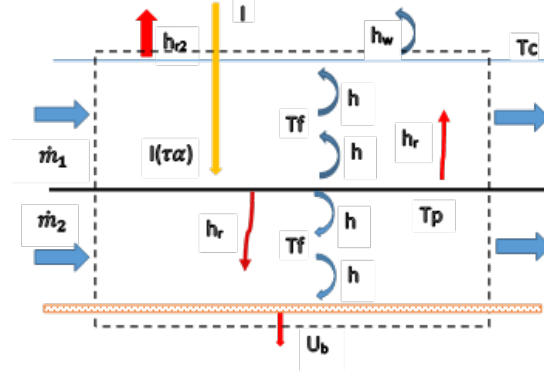


Figura 3: Elemento de volumen del calentador solar de aire de paso paralelo

La Fig. 3 muestra un elemento de volumen del colector. Se consideran nodos de temperatura uniforme para placa, cubierta y fondo, mientras que la temperatura del aire tiene variación unidimensional en la dirección del flujo. Se considera que las temperaturas y el flujo de aire de cada canal son aproximadamente iguales. Las superficies de cubierta, placa y fondo se consideran iguales. Se considera acumulación de calor sólo en la placa, y que la temperatura del cielo es igual a la temperatura ambiente, que los coeficientes por convección dentro del colector son iguales, y lo mismo para los coeficientes por radiación, y que las propiedades físicas son constantes respecto a la variación de temperatura.

En el balance de energía en la placa, Ec. (3), el término de la izquierda al símbolo igual representa la masa térmica y a la derecha, se tiene la radiación incidente efectiva sobre la placa, las pérdidas térmicas por convección hacia el flujo de aire de los canales superior e inferior, las pérdidas por radiación con la cubierta y las pérdidas por radiación con la superficie de fondo.

$$z\rho_p C_p \frac{dT_p}{dt} = (\tau\alpha_p)I + 2h(T_{fm} - T_p) + h_r(T_c - T_p) + h_r(T_b - T_p) \quad (3)$$

En el balance de energía del flujo de aire, Ec. (4), utilizando las suposiciones antes mencionadas se obtiene una sola ecuación donde el flujo másico es el doble al de cada canal. A la derecha de la igualdad, las ganancias de calor se deben a la convección con las dos superficies de la placa, la cubierta y el fondo.

$$\frac{1}{a} \dot{m}_a C_{pa} \frac{dT_{fm}}{dx} = 2h(T_p - T_{fm}) + h(T_c - T_{fm}) + h(T_b - T_{fm}) \quad (4)$$

En el balance de energía en la cubierta, Ec. (5), se incluye convección con el flujo de aire, radiación térmica con la placa, pérdidas térmicas por el viento y pérdidas por radiación hacia el cielo. Las dos últimas están en un único coeficiente que considera las pérdidas hacia temperatura ambiente, Ec. (6).

$$0 = h(T_{fm} - T_c) + h_r(T_p - T_c) + U_t(T_a - T_c) \quad (5)$$

$$U_t = h_w + h_{r1} \quad (6)$$

En el balance de energía de la superficie de fondo, Ec. (7), se incluye pérdidas por convección con el flujo de aire, por radiación a la placa, y por conducción a través de la aislación térmica, Ec. (8), que incluye la contribución de los laterales.

$$0 = h(T_{fm} - T_b) + h_r(T_b - T_p) + U_b(T_a - T_b) \quad (7)$$

$$U_b = \frac{k}{e} + \frac{(UA)_{edge}}{A_c} \quad (8)$$

Las ecuaciones (3), (4), (5), y (7) conforman un sistema consistente, con dos condiciones de borde para el fluido, $T_{fm}(0) = T_a$ y $T_{fm}(L) = T_{out}$, donde L es la longitud del colector, T_{out} la temperatura de salida del colector, y una condición inicial para la temperatura de placa $T_p(0) = T_{p0}$, para todo intervalo dentro del cual las otras variables se consideran constantes. Utilizando Ecs. (5) y (7) para sustituir $(T_c - T_p)$ y $(T_b - T_p)$ en Ec. (3), esta última se reduce a la siguiente ecuación diferencial.

$$\frac{dT_p}{dt} = P_1 + P_2 T_{fm} - P_3 T_p \quad (9)$$

$$P_0 = \frac{1}{z\rho_p c_p} \quad (10)$$

$$P_1 = P_0 \left\{ (\tau\alpha_p)I + \left[U_b + \frac{h_r U_t}{(h_r + U_t + h)} \right] T_a \right\} \quad (11)$$

$$P_2 = P_0 P_4 \quad (12)$$

$$P_3 = P_0 P_5 \quad (13)$$

$$P_4 = h + \frac{h_r h}{(h_r + U_t + h)} \quad (14)$$

$$P_5 = U_b + h + \frac{h_r(U_t + h)}{(h_r + U_t + h)} \quad (15)$$

Para su resolución se considera que I , T_a y el gradiente de T_f no varían dentro intervalo $\Delta t = t - t_0$. Entonces, Ec. (9) es una ecuación diferencial de primer orden con coeficientes constante respecto del tiempo, con la condición inicial $T_p(t_0) = T_{p0}$, que tiene la siguiente solución:

$$T_p = T_{p0} e^{-P_2(t-t_0)} + (1 - e^{-P_2(t-t_0)}) \frac{P_1}{P_3} + (1 - e^{-P_2(t-t_0)}) \frac{P_2}{P_3} T_{fm} \quad (16)$$

Reemplazando Ecs. (16), (5) y (7) en Ec. (4), se obtiene una ecuación diferencial de primer orden con coeficientes constantes respecto de la posición.

$$\frac{dT_{fm}}{dx} = F_1 + F_2 T_{fm} \quad (17)$$

$$F_1 = F_3 \left[T_{p0} e^{-P_2(t-t_0)} + \frac{P_1}{P_3} (1 - e^{-P_2(t-t_0)}) + (F_4 - 1) T_a \right] \quad (18)$$

$$F_2 = F_3 \left[\frac{P_2}{P_3} (1 - e^{-P_2(t-t_0)}) - F_4 \right] \quad (19)$$

$$F_3 = \frac{ah(2h_r + U_t + h)}{m_a c_{pa}(h_r + U_t + h)} \quad (20)$$

$$F_4 = 1 + \frac{U_t}{(2h_r + U_t + h)} \quad (21)$$

Que se resuelve con las condiciones de borde $T_{fm}(0) = T_a$ y $T_{fm}(L) = T_{out}$

$$T_{out} - T_a = (e^{F_2 L} - 1) \left(T_a + \frac{F_1}{F_2} \right) \quad (22)$$

$$T_{out} - T_a = \frac{(1 - e^{F_2 L})}{P_5 F_4 - (1 - e^{-P_3(t-t_o)}) P_4} \left[(1 - e^{-P_3(t-t_o)}) (\tau \alpha_p) I + P_5 (T_{po} - T_a) e^{-P_3(t-t_o)} \right] \quad (23)$$

A partir de Ec. (23) se determina el calor útil y la eficiencia térmica del colector, para condición de temperatura de entrada igual a la temperatura ambiente, utilizando sus definiciones.

$$Q_u = \dot{m}_a C_{pa} (T_{out} - T_a) \quad (24)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{I A_c} \quad (25)$$

La expresión de la eficiencia térmica del colector para un dado intervalo de tiempo queda definida por:

$$\eta = F_R \left[(1 - e^{-P_3(t-t_o)}) (\tau \alpha_p) + P_5 e^{-P_3(t-t_o)} \frac{(T_{po} - T_a)}{I} \right] \quad (26)$$

donde F_R es el factor de remoción de calor del colector:

$$F_R = \frac{\dot{m}_a C_{pa}}{A_c} \left(\frac{1 - e^{-F_2 L}}{P_5 F_4 - (1 - e^{-P_3(t-t_o)}) P_4} \right) \quad (27)$$

La Ec. (26) tiene una componente que involucra a la diferencia entre las temperaturas inicial de placa y la ambiente, dividido por la radiación solar sobre el colector. En el intervalo, este término aumenta inicialmente la eficiencia del colector, pero el aporte disminuye con el tiempo mientras se cumpla la condición para $\Delta\tau = t - t_o$ que I y T_a sea constantes. Para uso práctico se pueden requerir las mismas condiciones que para el modelo HWB, es decir aceptar variaciones de la radiación dentro de $\pm 50 \text{ W/m}^2$ y de temperatura ambiente de $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$. Existen dos comportamientos límites que simplifican la ecuación.

Si $\Delta\tau \rightarrow \infty$ entonces $e^{-P_3 \Delta\tau} \rightarrow 0$. Es el caso de estado estacionario cuando se supera la constante de tiempo del colector. En la práctica se considera un valor próximo a cero, con error menor al 5%, cuando $\Delta\tau > 3P_3$. La eficiencia térmica será igual a la eficiencia óptica del colector, y el factor de remoción será constante. Es una expresión simple, donde la eficiencia está controlado por el coeficiente de remoción de calor, que a su vez depende del coeficiente global de pérdidas y del factor de eficiencia.

$$T_{out} - T_a = \frac{(1 - e^{F_2 L})}{P_5 F_4 - P_4} (\tau \alpha_p) I \quad (28)$$

$$F_2 = F_3 \left(\frac{P_2}{P_3} - F_4 \right) \quad (29)$$

$$\eta = F_R (\tau \alpha_p) \quad (30)$$

$$F_R = \frac{\dot{m}_a C_{pa}}{A_c} \left(\frac{1 - e^{-F_2 L}}{P_5 F_4 - P_4} \right) \quad (31)$$

Si $\Delta\tau \rightarrow 0$ entonces $e^{-P_3 \Delta\tau} \rightarrow 1$. En este caso $T_{po} \approx T_p(t)$, y el efecto de la masa térmica es máximo. En la práctica se cumple con valores medidos con frecuencia menores al minuto.

$$T_{out} - T_a = \left[\frac{(1 - e^{-F_2 L})}{F_4} \right] (T_p - T_a) \quad (32)$$

$$F_2 = -F_3 F_4 \quad (33)$$

La Ec. (32) establece para valores instantáneos una relación lineal entre el salto de temperatura del colector respecto de la temperatura ambiente y la diferencia entre la temperatura de placa y la ambiente para ese instante. Este resultado implica, de acuerdo con la Ec. (25), que una representación de la eficiencia térmica instantánea en función de la variable $(T_p - T_a)/I$, tendrá pendiente positiva.

RESULTADOS

En base a la Tabla 1, se muestra el calor útil en función del flujo másico en la Fig. 4 para ángulo de incidencia hasta 30°. En la Ec. (22), se consideró la densidad y la capacidad calorífica del aire de acuerdo con la temperatura media del colector. La marca indica el valor medio y los guiones los máximos y mínimos, según corresponda. En el eje de las abscisas se indica el flujo másico del colector y el día de ensayo. Si bien el calor útil tiene en cuenta la temperatura de salida y la temperatura ambiente, los resultados dependen de la radiación solar incidente. Es por ello que se prefiere la eficiencia térmica para correlacionar con el flujo másico, Fig. 5.

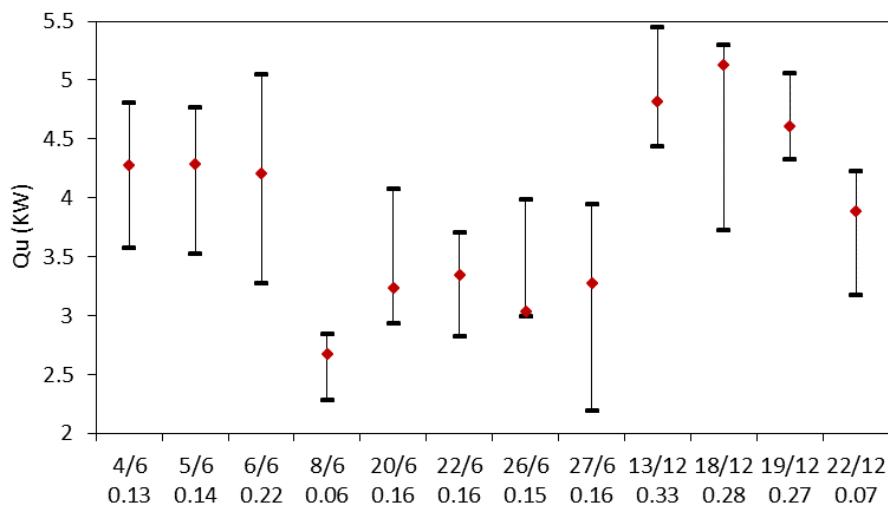


Figura 4: Calor útil en función del flujo de aire circulante en cada ensayo.

Se muestra la curva de eficiencia térmica en función del flujo másico en la Fig. 5. El coeficiente de ajuste es deficiente 0,49, sin embargo, permite predecir un comportamiento y un valor de flujo óptimo. La curva muestra un máximo en aproximadamente 0,22 kg/s de flujo; entre 0,15 kg/s y 0,28 kg/s la eficiencia disminuye menos del 5%. En diciembre, durante un rango de cuatro horas alrededor del mediodía solar, con un flujo de aire de 0,07 kg/s se produce un salto de temperatura respecto del ambiente de 55 °C, entregando un calor útil de 3.884 kW con una eficiencia media del 44%. En junio, con flujo de aire similar, el salto de temperatura disminuye 10 °C y la energía útil 1 kW.

En la Fig. 6 se muestra la eficiencia instantánea para distintos flujos de aire. Se observa en todos los casos un comportamiento similar, que correlaciona bien con una recta de pendiente positiva suave, mostrando la repetitividad del comportamiento con distintos flujos. También se corroboró la

repetitividad de resultados bajo condiciones similares de flujo y ambiente. La Fig. 7 muestran la eficiencia instantánea de dos días de condiciones ambientales similares con 0.16 Kg/s de flujo de aire.

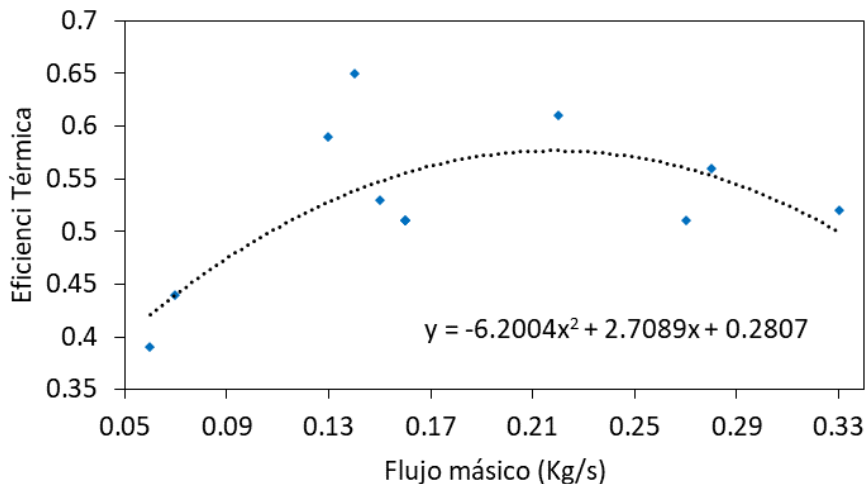


Figura 5: Eficiencia media del colector prototipo en función del flujo másico del aire.

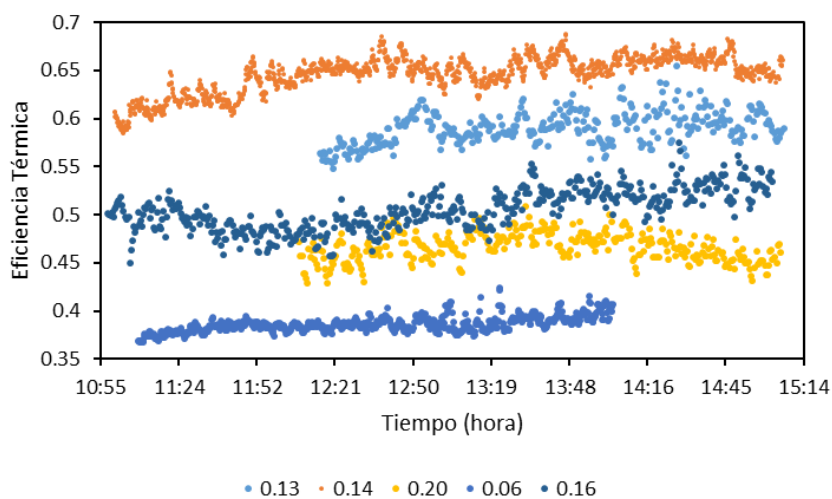


Figura 6: Eficiencia instantánea del colector prototipo en función del tiempo para ensayos con distintos flujos másicos del aire.

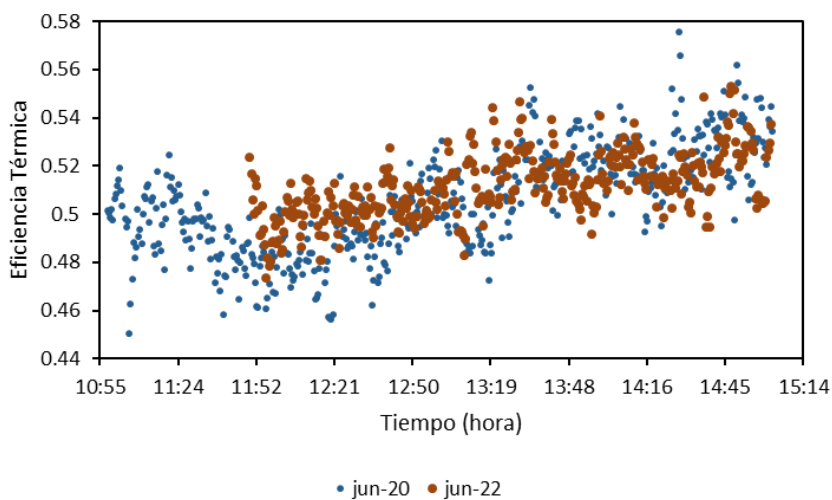


Figura 7: Eficiencia instantánea del colector prototipo en función del tiempo para dos ensayos con el mismo flujo másico del aire.

A fin de corroborar los resultados del modelo para un día en particular, la Fig. 8 muestra las medidas de temperatura ambiente, radiación solar sobre plano del colector, y temperaturas de entrada (T_{in}), salida (T_{out}) y media del colector (T_m), para el día 20 de junio, con un flujo de aire de 0.16 kg/s, con filtro de ángulo de incidencia de 30° y radiación solar superior a 600 W/m².

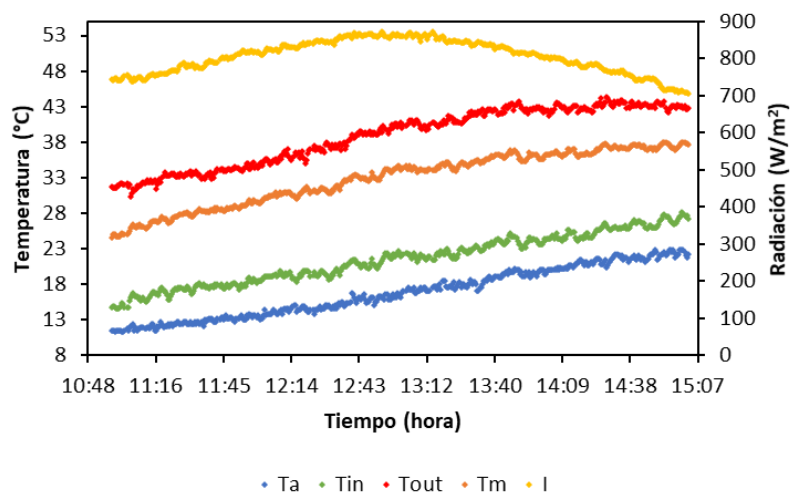


Figura 8: Temperatura ambiente, tres puntos del colector y radiación solar para el día 20/06, con filtro de radiación mayor a 600 W/m² y ángulo de incidencia 30°.

Se calcula calor útil y eficiencia térmica, Ecs. (24) y (25), y los resultados se muestran en la Fig. 9. Se observa que el promedio de los valores instantáneos, líneas de puntos, compensa el efecto de la inercia térmica de la mañana y de la tarde, y el resultado tendrá pocas diferencias con la eficiencia de estado estacionario de Ec. (30). El intervalo debe ser simétrico alrededor del mediodía solar, y se determina por el ángulo de incidencia. Se analizaron los promedios de la eficiencia térmica instantánea dentro de ángulos de incidencia de 30°, 20°, y 10° obteniendo prácticamente el mismo resultado. La Fig. 9, corresponde a ángulo de 30°, y se muestra en líneas de punto el valor promedio 0.505, que tiene un error de desviación de 0.001, con un intervalo de confianza del 95% entre (0.503; 0.507).

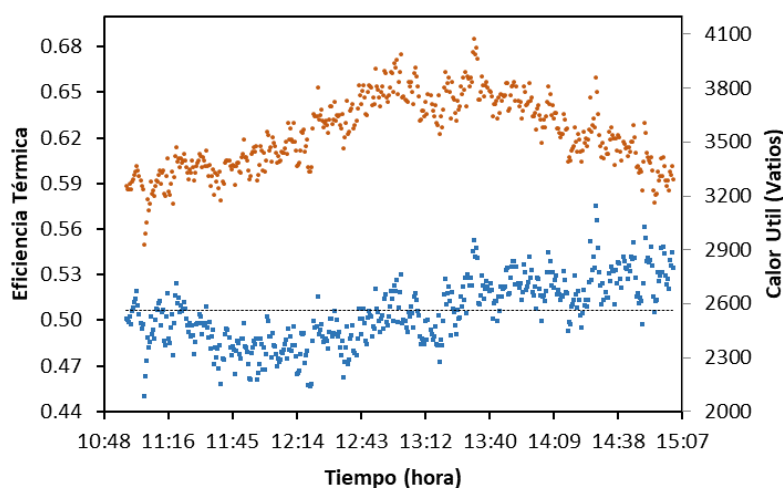


Figura 9: Eficiencia térmica y calor útil en función del tiempo, con filtro ángulo de incidencia de 30°.

A fin de corroborar la Ec. (32), se utilizó el ensayo del 27 de junio con un flujo de 0,19 kg/s, midiendo la temperatura de placa, con una termopila adherida por debajo y ubicada a la salida del colector. En la Fig. 10 se muestra la diferencia de temperaturas placa-ambiente, eje de abscisas, y aire a la salida-ambiente, en el de ordenadas. Se obtiene una correlación lineal con pendiente 1.184 y coeficiente de ajuste 0,98. Debido a la dificultad para medir temperatura de placa, las mediciones pueden estar afectada

por la convección del aire, subestimando el valor correcto de la pendiente. No obstante, es claro el comportamiento lineal de la correlación.

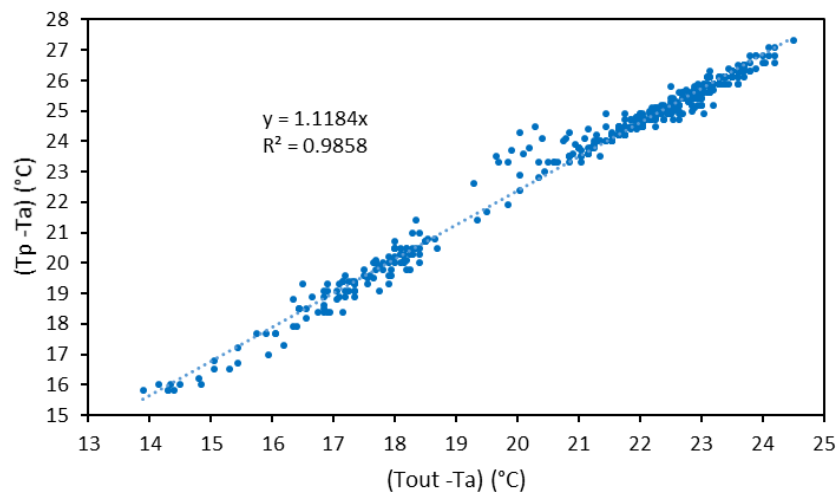


Figura 10: Correlación entre los saltos de temperatura entre la temperatura de placa y el ambiente, y entre la temperatura de salida y el ambiente, para el ensayo del 27 de junio.

CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo analítico cuasi estacionario para un calentador solar de aire de paso paralelo, que considera la masa térmica de la placa de absorción. De acuerdo con el modelo, este efecto involucra a la temperatura inicial de la placa de absorción y un coeficiente relacionado con el tiempo transcurrido, que representa un aumento de la eficiencia térmica en función del tiempo para valores no estacionarios y tiempos menores a la constante térmica del colector.

Para el estado no estacionario, se encuentra una relación lineal positiva entre la diferencia de temperaturas salida-ambiente y la diferencia placa-ambiente para valores instantáneos. Se corroboró este comportamiento en el calentador prototipo para un flujo de aire de 0,19 kg/s. Para el estado estacionario, se encuentra, para un flujo de 0,16 kg/s, que hay pocas diferencias entre aplicar el método filtrando datos con la constante de tiempo del colector, y tomar directamente un promedio de la eficiencia instantánea con valores simétricos alrededor del mediodía solar. Este promedio se mostró muy estable para ángulos de incidencia de hasta 30°, pero que depende del flujo de aire.

Los ensayos con flujo de aire variable brindan información importante para el diseño. En el caso del prototipo, se realizaron 12 ensayos y se utilizó el valor medio para correlacionar con la eficiencia térmica. Para el colector prototipo, el comportamiento de la curva de eficiencia térmica en función del flujo de aire muestra la tendencia de un valor máximo del 58% para un flujo de 0,22 kg/s.

Las expresiones obtenidas permiten determinar parámetros que caracterizan el rendimiento térmico del colector solar de aire, en condiciones de campo para días claros. La metodología requiere medir las mismas variables que el método convencional, pero permite un intervalo mayor de ángulo de incidencia. Dado esta flexibilidad, requiere menos días y su implementación resulta más sencilla que el método convencional.

AGRADECIMIENTOS: Este trabajo fue financiado por el Consejo de Investigación Universidad Nacional de Salta (CIUNSa) y el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET).

NOMENCLATURA

h Coeficiente de transferencia de calor por convección placa-fluido

h_r	Coefficiente de transferencia de calor por radiación desde placa
h_{r1}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación cubierta-cielo
h_w	Coefficiente de transferencia de calor debido al viento
k	Conductividad térmica de la aislación
e	Espesor de la aislación térmica
\dot{m}_a	flujo másico del aire (kg/s)
T_{fm}	Temperatura del flujo de aire (°C)
T_{out}	Temperatura del aire a la salida (°C)
T_c	Temperatura de cubierta (°C)
T_b	Temperatura de la superficie del fondo
T_p	Temperatura de la placa
T_{p0}	Temperatura inicial de la placa
T_a	Temperatura ambiente (°C)
I	Insolación sobre plano del colector (W/m ²)
$(\tau\alpha_p)$	Producto transmitancia-absortancia efectivo
A_c	Área del colector (m ²)
L	Longitud del colector (m)
a	Ancho del colector (m)
z	Espesor de la placa de absorción (m)
V_m	Volumen de la placa de absorción (m ³)
ρ_p	Densidad de la masa de la placa
C_p	Capacidad calorífica de la masa de la placa (J/Kg °C)
C_{pa}	Capacidad calorífica del flujo de aire (J/Kg °C)
F_R	Factor de remoción de calor
τ	Transmitancia de la cubierta
α_p	Absortancia solar de la placa
U_b	Coefficiente global de pérdidas por conducción aislación-ambiente

REFERENCIAS

- Cesar-Munguia, A. L., García-Valladares, O., Pérez Espinosa, R., & Domínguez-Niño, A. (2022). Hybrid thermosolar-LPG dehydrating plant installed in Xochitepec, México. Case study: Pineapple. *Submitted to Applied Thermal Engineering*.
- Condorí M., Duran G., Echazú R., Altobelli F. (2017). Semi-industrial drying of vegetables using an array of large solar air collectors. *Energy for Sustainable Development*, 37, 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2016.11.004>
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes* (4th ed). John Wiley.
- Duran G. y Condorí M. (2013). Caracterización, modelo físico y simulación computacional bajo Simusol de un colector solar de aire con absorbedor ondulado y paso paralelo de aire. *Averma* 17, 3.33-3.46.
- EL-Mesery, H. S., EL-Seesy, A. I., Hu, Z., & Li, Y. (2022). Recent developments in solar drying technology of food and agricultural products: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 157, 112070. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.112070>
- Fan, M., Zheng, W., You, S., Zhang, H., Jiang, Y., & Wu, Z. (2020). Comparison of different dynamic thermal performance prediction models for the flat-plate solar collector with a new V-corrugated absorber. *Solar Energy*, 204, 406-418. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.04.093>
- Fischer, S., W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen, B. Perers, P. Bergquist, y B. Hellström. 2004. Collector Test Method under Quasi-Dynamic Conditions According to the European Standard EN 12975-2. *Solar Energy* 76(1-3):117-23. doi: 10.1016/j.solener.2003.07.021

- Fudholi, A., & Sopian, K. (2019). A review of solar air flat plate collector for drying application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 102, 333-345. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.032>
- Nayak, J. K., & Amer, E. H. (2000). Experimental and theoretical evaluation of dynamic test procedures for solar flat-plate collectors. *Solar Energy*, 69(5), 377-401. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00108-0](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00108-0)
- Obstawski, Paweł, Tomasz Bakoń, y Dariusz Czekalski. 2020. Comparison of Solar Collector Testing Methods—Theory and Practice. *Processes* 8(11):1340. doi: 10.3390/pr8111340.
- Ortiz-Rodriguez et al. (2022). *Solar Drying Technologies: A review and future research directions with a focus on agroindustrial applications in medium and large scale*.
- Osório, T., & Carvalho, M. J. (2014). Testing of solar thermal collectors under transient conditions. *Solar Energy*, 104, 71-81. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.01.048>
- Pankaew, P., Aumporn, O., Janjai, S., Pattarapanitchai, S., Sangsan, M., & Bala, B. K. (2020). Performance of a large-scale greenhouse solar dryer integrated with phase change material thermal storage system for drying of chili. *International Journal of Green Energy*, 17(11), 632-643. <https://doi.org/10.1080/15435075.2020.1779074>
- Paya-Marin, M. A., Lim, J. B. P., Chen, J.-F., Lawson, R. M., & Gupta, B. S. (2015). Large scale test of a novel back-pass non-perforated unglazed solar air collector. *Renewable Energy*, 83, 871-880. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.05.039>
- Rojas, D., Beermann, J., Klein, S. A., Reindl, D. T. (2008). Thermal performance testing of flat-plate collectors. *Solar Energy*, 82(8), 746-757. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.02.001>
- Saravia, L., Echazú, R., Gramajo, C., Guerrero, F. (1983). Secado de Pimientos: Ensayos Preliminares, Construcción y Ensayo de una Planta Piloto. *8a. Reunion de Trabajo de ASADES*, 1-7.

OPEN-CIRCUIT THERMAL PERFORMANCE OF A LONG LENGTH SOLAR AIR COLLECTOR FOR INDUSTRIAL DRYING

ABSTRACT: A 9.76 m long parallel pass flow solar air heater is studied under cloudless sky operating conditions and an inlet temperature equal to the ambient temperature. Using a quasi-stationary model that considers the thermal mass of the absorber plate, a method is obtained to determine parameters related to the thermal performance of this type of heater. The instantaneous thermal efficiency as a function of time has a slightly positive slope whose average is stable for angles of incidence of solar radiation up to 30°. This average corresponds to the steady state optical efficiency of the collector. In the non-steady state, a linear relationship is obtained between the plate-ambient and outlet-ambient temperature differences, with a 98.6% fit for a flow rate of 0.19 kg/s. The thermal performance curve of the collector is obtained as a function of the air mass flow rate.

Keywords: quasi-steady model, solar air collector, thermal efficiency, solar drying.