

## ESTUDIO NUMÉRICO DEL PERFORMANCE TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CON MATERIAL DE CAMBIO DE FASE

**Aien Salvo<sup>1</sup>, Pablo Dellicompagni<sup>1</sup>, Judith Franco<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO – CONICET)  
Universidad Nacional de Salta. Av. Bolivia 5150, Salta, CP4400  
e-mail: [aienweni@gmail.com](mailto:aienweni@gmail.com)

**RESUMEN:** El empleo de materiales de cambio de fase ha cobrado relevancia en los últimos años, especialmente en sistemas de aprovechamiento solar-térmicos, con el objetivo de extender las horas de disponibilidad energética, con la consiguiente disminución de costos de producción, diversificación de la matriz energética y disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero. En este trabajo, se propone un modelo numérico en Simusol de un colector solar de tipo trapezoidal con la incorporación de una capa de parafina por debajo de la placa absorbadora. Las simulaciones se realizaron para dos días en particular, con condiciones meteorológicas diferentes. Se encuentra que el sistema colector-PCM es capaz de proveer aire en rangos de temperaturas aceptables (45 °C – 80 °C) para los procesos de secado, para el cual el colector fue diseñado. A su vez, el agregado de PCM mejora las condiciones de inercia térmica, lo que permite al colector proveer de aire caliente (35 °C – 40 °C) en horas de la tarde o de condiciones de nubosidad.

**Palabras claves:** Colector solar, Simusol, PCM, modelación, almacenamiento térmico

### INTRODUCCIÓN

El contexto global de crisis ambiental y energética se ha tornado en un *driving-force* para la adopción de nuevas estrategias de mitigación y adaptación a los efectos del cambio climático, dentro de las cuales se puede mencionar la diversificación de la matriz energética (IPCC, 2018). Por otro lado, el ahorro energético en términos de eficiencia y almacenamiento, se presenta como un vector para cumplir con los objetivos que permitan la transición hacia un modelo de producción/consumo sostenible. Asociado a la producción energética se encuentran los costos de capital (CAPEX), de operación (OPEX), nivelado de generación de electricidad (LCOE) y nivelado de generación de calor (LCOH) (Dellicompagni et al., 2021); puntualmente los vinculados con la generación pueden ser disminuidos mediante el uso de sistemas de almacenamiento, principalmente térmicos (TES, por sus siglas en inglés). Estos TES cumplen con un doble rol, en primer lugar suplir a la demanda energética cuando la generación es insuficiente y, en segundo lugar, poder disponer de energía en mayores períodos de tiempos, o ante la ausencia de la principal fuente energética (Mazlan et al., 2021).

Uno de los TES que ha cobrado relevancia, sobre todo en sistemas de aprovechamiento de energía solar, es aquel que emplea materiales de cambio de fase (PCM, por sus siglas en inglés); y esto se debe a la absorción/liberación de energía térmica cuando dichas sustancias se encuentran cambiando de estado, lo que se conoce como almacenamiento de calor latente (Torres-Gallo et al., 2017; Dellicompagni et al., 2020). En cuanto a la sustancia a utilizar como TES, son diversos los parámetros a considerar para optar por una u otra. Principalmente, se ha de tener en cuenta el punto de fusión, el cual está relacionado con la temperatura a la cual suceden los procesos, o bien, a la cual se quiere disponer de energía térmica. En segundo lugar, el calor latente y la capacidad calorífica que determinan la cantidad de energía que se podrá intercambiar desde y hacia el TES. Por último, la finalidad de uso y la escala energética determinarán qué sustancia usar. Por ejemplo, para la producción eléctrica a gran escala, normalmente se emplean sales fundidas ya sean como fluido

caloportador (HTF, por sus siglas en inglés) o cómo medio de almacenamiento (Giaconia et al., 2020). Por otro lado, en sistemas térmicos de baja entalpía, se emplea PCM de bajo punto de fusión, como ser Hidróxido de bario (Díaz, 2017) o parafinas (Heim et al., 2021).

En este trabajo se analiza de forma numérica-computacional el comportamiento térmico de un colector solar de aire con y sin PCM. El modelo físico-térmico tanto del colector como del PCM se realizó usando el software Simusol (Saravia et al., 2007). La sustancia modelada como medio TES es una parafina cuyo punto de fusión nominal es de 60°C. El modelo numérico de colector empleado fue validado experimentalmente en Salvo et al. (s.f.), mientras que se emplea el modelo de Dellicompagni et al. (2020) para el comportamiento térmico de la parafina. En el presente artículo, se toman ambos modelos mencionados previamente y se los integra en uno solo, en otras palabras, al modelo existente del colector solar se incorpora un nodo de parafina por debajo de la placa absorbedora.

## MÉTODOS Y MATERIALES

El colector empleado como caso de estudio posee una superficie de colección solar de forma trapezoidal, como se muestra en la Fig. 1 (izquierda). El absorbedor es una chapa acanalada de 1 mm recubierta con pintura color negro mate de alta temperatura. La circulación del aire es de manera natural, estableciéndose dos canales: uno superior y otro inferior, por encima y debajo del absorbedor, respectivamente (Fig. 1 (derecha)). En cuanto a la cubierta, se utilizó policarbonato alveolar de 6mm de espesor. La carcasa se construyó de chapa galvanizada de 0.5 mm de espesor, la cual reviste a la aislación térmica (lana de vidrio) de 25 mm. Todos los componentes del colector son soportados por una estructura realizada en caño estructural de 10x0x0.9mm.

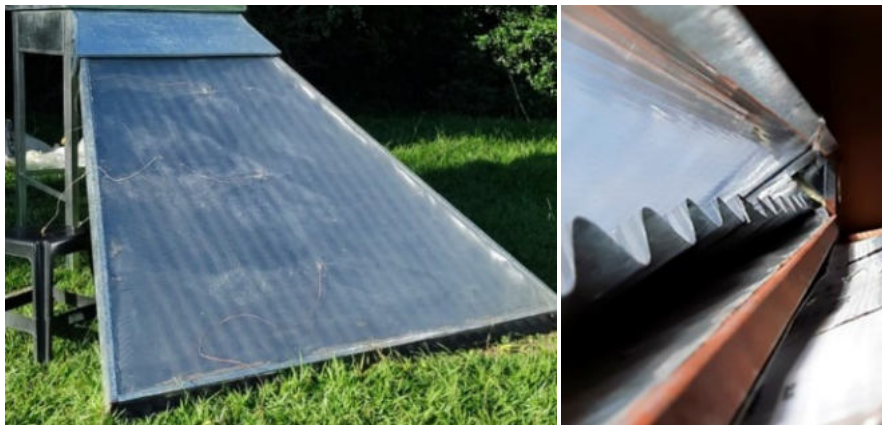


Figura 1. (Izquierda). Colector solar trapezoidal, vista en montaje. (Derecha). Vista interior de los canales internos de circulación de aire.

### **Descripción del modelo de colector**

En primer lugar, se describe el modelo del colector como si éste no tuviese incorporado aún la parafina. La Fig. 2 muestra los mecanismos de transferencia térmica puestos en consideración dentro del modelo y se consideraron las siguientes hipótesis:

- La circulación del aire en los canales es unidireccional, en la dirección entrada-salida.
- Se menosprecia la rugosidad de las paredes internas, por lo que se asume una distribución uniforme de la velocidad de aire dentro de los canales.
- No se consideran las perturbaciones internas debido a la acción del viento en las bocas de entrada y salida del colector.
- No se consideran las reflexiones internas en la cubierta de policarbonato.
- Las propiedades termo-físicas y ópticas de los materiales se consideran como homogéneas e invariables (Tabla 1).
- Los flujos de calor se consideran unidireccionales.
- No se tiene en cuenta las propiedades psicrométricas (humedad absoluta y relativa) de los nodos que representan al aire en circulación.

- La transmitancia solar espectral de la cubierta se considera constante y su variación con respecto al ángulo de incidencia solar no se tiene en cuenta.
- Se considera a la chapa absorbidora como un nodo sin dimensión, dado su bajo espesor, por lo que la conductividad a través de ella no se tuvo en cuenta.
- Las ecuaciones representativas al efecto convectivo entre el aire en circulación y el absorbedor se corresponden al caso de una superficie plana, por lo que la sección transversal de los canales se consideran rectangulares.

Tabla 1. Propiedades termo-físicas y ópticas de los materiales que componen el colector.

Propiedad	Absorbedor	Cubierta	Carcasa	Aislación
Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	7.850	1.200	-	14
Conductividad $\lambda$ (W/m °C)	-	0.2	-	0.03
Absortividad $\alpha$ (-)	0.96	-	-	-
Transmitancia media $\tau$ (-)	-	0.8	-	-
Emisividad infrarroja $\epsilon$ (-)	0.8	0.9	0.1	-

Las Ecs. 1, 2 y 3 se emplean para determinar el número de Reynolds, número de Nusselt y el coeficiente convectivo, respectivamente (Bergam and Lavine, 2011; Kays et al., 2005).

$$Re_{ij} = \frac{\rho_i v_i Dh_{ij}}{\mu_i} \quad (1)$$

$$Nu_{ij} = \begin{cases} 0.453 Re_{ij}^{0.5} \cdot Pr_{ij}^{0.333} & Pr_{ij} \geq 0.6 \\ 0.0308 Re_{ij}^{0.8} \cdot Pr_{ij}^{0.333} & 0.6 \leq Pr_{ij} \leq 60 \end{cases} \quad (2)$$

$$h_{ij} = \frac{Nu_{ij} \lambda_{ij}}{Dh_{ij}} \quad (3)$$

Donde el subíndice  $i$  corresponde a una sección aleatoria transversal del colector, mientras que el subíndice  $j$  se corresponde con cada uno de los coeficientes convectivos dentro de la misma sección.  $Pr_{ij}$  es el número de Prandtl, mientras que  $Dh_{ij}$  es el diámetro hidráulico de cada sección transversal.

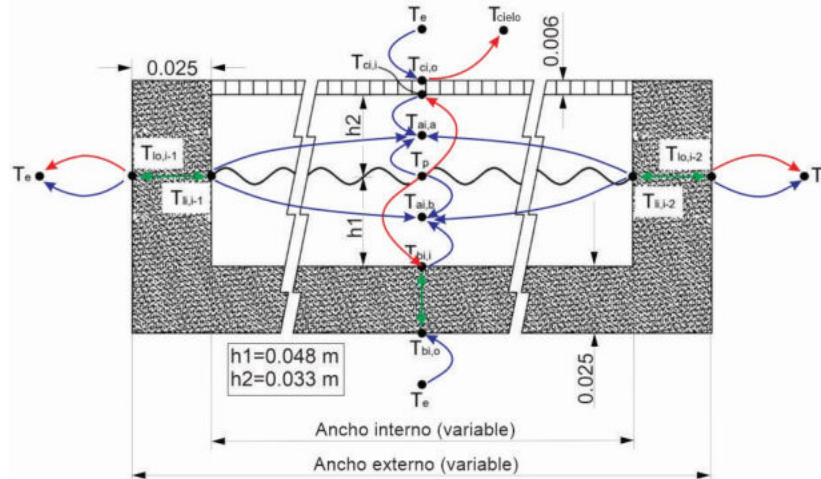


Figura 2. (Sin escala). Esquema de nodos de temperatura y flujos de calor, para una sección transversal arbitraria. En azul convección, en rojo irradiación y en verde conducción. Las dimensiones están dadas en metros.

Siguiendo el modelo de la Fig. 2, se establecen las condiciones de borde. La Ec. 4 corresponde al balance de energía en la cubierta, la cual es modelada como una simple conductancia

$$h_{cs,i}(T_{ci,o} - T_e) + F_{cielo} \beta_s \epsilon_c \sigma (T_{ci,o}^4 - T_{cielo}^4) + F_{cielo} (1 - \beta_s) \epsilon_c \sigma (T_{ci,o}^4 - T_e^4) = \lambda_p \frac{(T_{ci,i} - T_{ci,o})}{\Delta y_c} \quad (4)$$

donde (Liu, 2017-2018):

$$\beta_s = \sqrt{0.5(1 + \cos \theta_i)} \quad (5)$$

$$F_{\text{cielo}} = 0.5(1 + \cos \theta_i) \quad (6)$$

$$T_{\text{cielo}} = 0.0552 T_e^{1.5} \quad (7)$$

La Ec. 8 indica el intercambio energético que se produce entre la placa absorbadora y ambas corrientes de aire. En dicho balance, se manifiesta la ganancia solar térmica  $I_i \tau_p \alpha_p$ , la cual es transferida a los nodos de temperatura de aire mediante convección, y mediante irradiación hacia la base del colector y la cubierta.

$$I_i \tau_p \alpha_p = h_{\text{pai,a}}(T_{p,i} - T_{\text{ai,a}}) + h_{\text{pai,b}}(T_{p,i} - T_{\text{ai,b}}) + \epsilon_p \sigma [2T_{p,i}^4 - T_{\text{bi,i}}^4 - T_{\text{ci,i}}^4] \quad (8)$$

Para el caso de la superficie del canal inferior, la transferencia de calor se produce por convección e irradiación. La Ec. 9 muestra éste balance, en el que el calor transferido desde el aire en circulación hacia el fondo del colector se transmite hacia el medio exterior a través de la capa aislante mediante conducción.

$$h_{\text{ab,i}}(T_{\text{ai,b}} - T_{\text{bi,i}}) + \epsilon_p \sigma (T_{p,i}^4 - T_{\text{bi,i}}^4) = \lambda_{\text{is}} \frac{(T_{\text{bi,i}} - T_{\text{bi,o}})}{\Delta y_b} \quad (9)$$

El calor transferido desde los nodos de temperatura de aire hacia las paredes laterales internas se produce mediante convección, tal como se plantea en las Ecs. 10 y 11. El calor resultante se transmite hacia la superficie exterior del colector a través de conducción, y luego hacia el ambiente mediante convección e irradiación (Ecs. 12 y 13).

$$h \Big|_{\text{ai,a}}^{\text{li,i-1}} (T_{\text{ai,a}} - T_{\text{li,i-1}}) + h \Big|_{\text{ai,b}}^{\text{li,i-2}} (T_{\text{ai,b}} - T_{\text{li,i-1}}) = \lambda_{\text{is}} \frac{(T_{\text{li,i-1}} - T_{\text{lo,i-1}})}{\Delta x_1} \quad (10)$$

$$h \Big|_{\text{ai,a}}^{\text{li,i-2}} (T_{\text{ai,a}} - T_{\text{li,i-2}}) + h \Big|_{\text{ai,b}}^{\text{li,i-2}} (T_{\text{ai,b}} - T_{\text{li,i-2}}) = \lambda_{\text{is}} \frac{(T_{\text{li,i-2}} - T_{\text{lo,i-2}})}{\Delta x_1} \quad (11)$$

$$\lambda_{\text{is}} \frac{(T_{\text{li,i-1}} - T_{\text{lo,i-1}})}{\Delta x_1} = h \Big|_e^{\text{lo,i-1}} (T_{\text{lo,i-1}} - T_e) + \epsilon_i \sigma (T_{\text{lo,i-1}}^4 - T_e^4) \quad (12)$$

$$\lambda_{\text{is}} \frac{(T_{\text{li,i-2}} - T_{\text{lo,i-2}})}{\Delta x_1} = h \Big|_e^{\text{lo,i-2}} (T_{\text{lo,i-2}} - T_e) + \epsilon_i \sigma (T_{\text{lo,i-2}}^4 - T_e^4) \quad (13)$$

El calor útil contenido en el aire de salida, en W, se determina mediante la Ec. 14, en la que se considera el salto de energía térmica del aire en circulación en los dos canales desde el ingreso hasta la salida.

$$Q_u = C_p [\dot{m}_a (T_{\text{ai,a}}|_{i=3} - T_e) + \dot{m}_b (T_{\text{ai,b}}|_{i=3} - T_e)] \quad (14)$$

Los flujos máscicos  $\dot{m}_a$  y  $\dot{m}_b$  se calculan mediante el balance de energía en los respectivos nodos de temperatura de aire, asumiendo que toda la energía térmica que llega a los nodos de aire produce la variación de temperatura de los mismos.

Seguidamente, se define la energía térmica útil acumulada a lo largo de un día mediante la Ec. 15.

$$E_u = \int_0^{t_f} Q_u dt + E_{u(t=0)}, \text{ con } t_f = 24 * 3600 \text{ s.} \quad (15)$$

El coeficiente global de pérdidas hacia el ambiente exterior se determina contabilizando aquellas a través de la cubierta, los laterales y la base (Ec. 16), según Duffie y Beckman (2013).

$$U_g = U_c + U_l + U_b \quad (16)$$

### Descripción del modelo de parafina

El modelo implementado para la representación del comportamiento térmico del PCM es aquel propuesto por Dellicompagni et al. (2020), en el cual la parafina se comporta como un medio de transmisión de calor del tipo principalmente conductivo, es decir, los esfuerzos por viscosidad no se consideran, dado a que la velocidad con la que se mueve la parafina en su estado líquido es baja, por lo que la convección interna se desprecia. La energía puesta en intercambio se debe a dos procesos: calor sensible y latente. Para este trabajo, se adoptó una parafina de la firma Rubitherm® la cual posee las características descritas en Tabla 2.

Tabla 2. Propiedades termo-físicas del PCM modelado (Rubitherm® RT64HC)

Propiedad	Valor típico	Unidad	Comentario
Punto de fusión	63 – 65	°C	Pico máximo en 64°C
Punto de solidificación	64 – 61	°C	Pico máximo en 64°C
Calor latente	250	kJ/kg	±7.5%
Capacidad calorífica	2	kJ/kg°C	-
Densidad en sólido	0.88	kg/l	A 20°C
Densidad en líquido	0.78	kg/l	A 80°C
Conductividad térmica	0.2	W/m°C	En ambos estados
Temperatura máxima	95	°C	Limite operativo

La Fig. 3 muestra el mecanismo de transferencia de calor a través de una capa de PCM, en la cual los ingresos y egresos de energía térmica suceden por los nodos superior e inferior, de forma unidireccional. Un nodo central representa a la parafina (Pr), el cual está acoplado a una fuente de temperatura. Es ésta temperatura la que varía en función de la energía absorbida o liberada, como así también del estado (líquido, sólido o de transición).

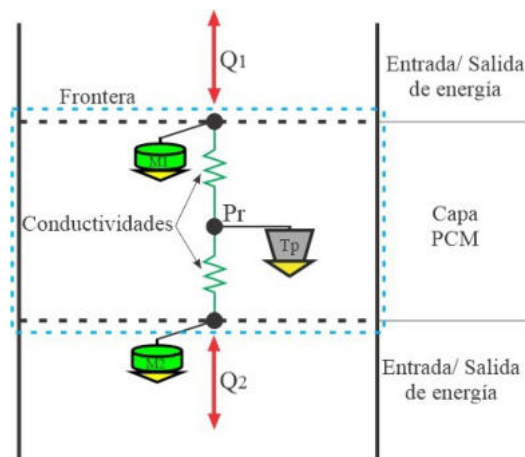


Figura 3. Mecanismo de transferencia de calor a través de una capa de PCM.

La Ec. 17 se formula a partir de la metodología de Dellicompagni et al. (2020), mediante la cual se obtiene la variación temporal de la temperatura de la parafina.

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = [\sum Q_i - m_p \dot{H} \beta_m] \left[ \frac{1}{m_p H C_p} \right] \quad (17)$$

donde  $\sum Q_i$  representa a todos los ingresos y egresos de energía térmica hacia y desde el nodo de parafina, ya sea por conducción, convección o irradiación;  $m_p$  es la masa de la parafina,  $\beta_m$  es un parámetro de control que es igual a 1 cuando ocurre el cambio de estado y nulo cuando el intercambio energético es del tipo sensible,  $\dot{H}$  es el calor latente de cambio de estado y  $H C_p$  es el poder calorífico

de la parafina. La información sobre  $\dot{H}$  y  $HC_p$  se encuentra disponible en la hoja de datos del fabricante. En el caso particular de  $HC_p$ , en éste modelo se aproximó su variación con respecto a la temperatura mediante una regresión gaussiana, según se muestra en la Fig. 4 (izquierda). Esta regresión responde a la Ec. 18, en la cual los coeficientes a, b, c y d se muestran en la Tabla 3. El grado de ajuste entre los valores dados por el fabricante y los obtenidos mediante regresión gaussiana se observa en la Fig. 4 (derecha), en la cual un  $R^2$  ajustado de 89.78% se consideró aceptable a los fines de la modelización.

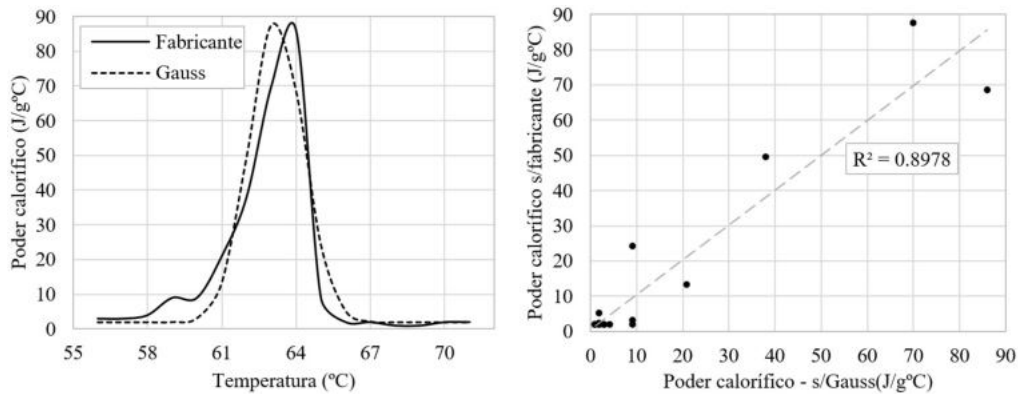


Figura 4. (Izquierda). Comparativa entre valores del poder calorífico dado por el fabricante y el respectivo obtenido por regresión gaussiana. (Derecha). Grado de ajuste de la regresión.

$$HC_p = 1000 \left( a * e^{-\frac{(T(^{\circ}C)-b)}{2*c^2}} + d \right) \tag{18}$$

Tabla 3. Coeficientes de regresión gaussiana para el PCM modelado (Rubitherm® RT64HC).

Coeficiente	Valor	Unidad
a	87	J/g
b	63.2	°C
c	0.89	1/√°C
d	2	J/g

### Descripción del modelo ensamblado

Se llama modelo ensamblado a aquel que se basa principalmente al mostrado en la Fig. 2, que corresponde al colector solar, al cual se le ha añadido una capa de parafina (Fig. 3) por debajo del absorbedor, obteniendo el esquema de transferencia térmica que se muestra en la Fig. 4.

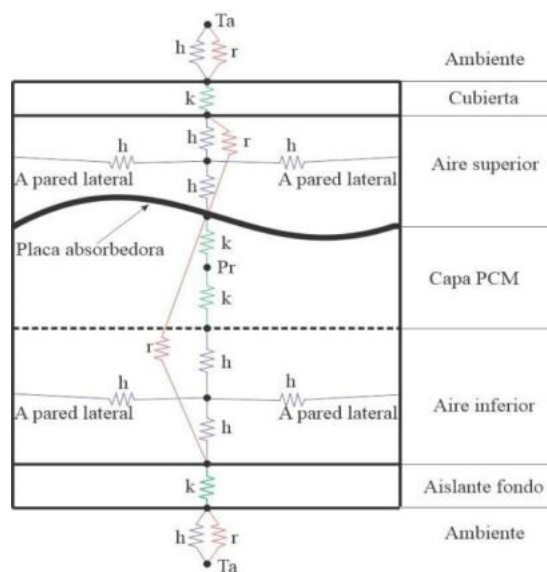


Figura 4. (Sin escala). Mecanismo de transferencia de calor para el modelo ensamblado. Referencia: k, conductividad; h, convectividad; r, irradiatividad.

Las hipótesis de simulación son las mismas planteadas tanto para el modelo de colector, como para el modelo de la parafina. Se tiene entonces que el calor que absorbe la placa, parte se entrega al aire del canal superior y parte se insume en la variación de la temperatura y estado de la capa de parafina (Ec. 19). Tal es así, que el intercambio de energía desde y hacia la parafina ocurre entre ésta y la placa absorbidora como al nodo de aire del canal inferior. En este modelo, la capa de parafina se supone homogénea, es decir, sin burbujas de aire en su interior, y la capa límite, o frontera, es de dimensiones despreciables, por lo que no influye en el intercambio de energía.

$$I_i \tau_p \alpha_p = h_{pai,a}(T_{p,i} - T_{ai,a}) + k_{pr} e_{pr} \Delta T_p + \epsilon_p \sigma [2T_{p,i}^4 - T_{bi,i}^4 - T_{ci,i}^4] \quad (19)$$

### Condiciones de simulación

En primer lugar, se realizó la simulación del colector solar sin parafina, para lo cual se emplearon valores medidos de irradiancia solar global sobre el plano del colector, temperatura ambiente y velocidad de viento exterior para los días 6 y 12 de abril del 2021 (Fig. 5).

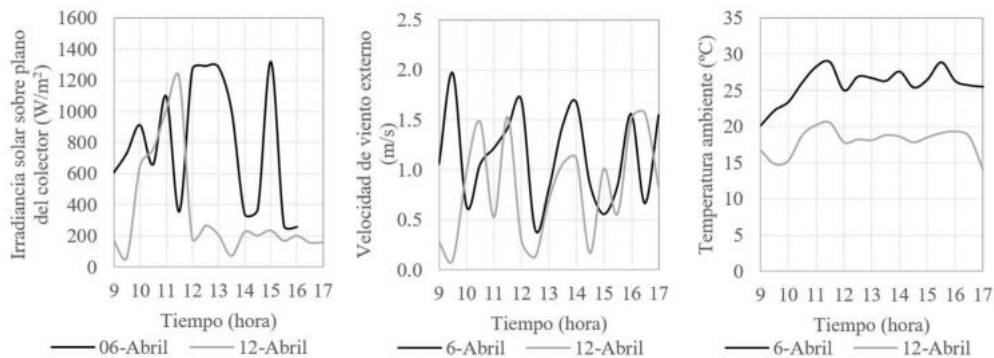


Figura 5. (Izquierda). Irradiancia solar sobre el plano del colector. (Centro). Velocidad de viento externo. (Derecha). Temperatura ambiente.

En segundo lugar, se realizó la simulación del modelo ensamblado para los mismos días. La misma se lleva a cabo haciendo un estudio paramétrico en función de la capa de parafina, cuyo espesor se plantea en tres valores: 1, 5 y 10mm.

## RESULTADOS

Como principales resultados se muestran las temperaturas de salida del colector, tanto para el canal superior como el canal inferior. Además, resulta de interés el análisis del calor útil disponible y la energía térmica acumulada durante los días de análisis, para el caso sin parafina y con parafina de distintos espesores (1, 5 y 10 mm).

### Resultados para el 6 de abril

En este día la irradiancia solar fue levemente intermitente, es decir, con algunos periodos de tiempo de nubosidad acentuada. La temperatura del aire de salida del colector sin parafina (Fig. 6-a,b) varía en función de la disponibilidad del recurso solar, con amplitudes de 25 °C y pico de 100 °C aproximadamente, y con el descenso brusco a partir de las 16horas. Para el caso del colector con parafina, estas amplitudes se ven atenuadas, así como el mantenimiento de las temperaturas en un valor que ronda los 35-40 °C en horarios de las 20-21 horas, llegando la temperatura del aire a picos de 55 °C – 80 °C dependiendo el canal y el espesor de la capa de parafina. Se observa que a mayor espesor de la capa de parafina, la temperatura del aire se mantiene dentro del rango mencionado por más tiempo, como así una atenuación en los picos.

La energía térmica absorbida durante el calentamiento sensible y latente de la parafina es liberada posteriormente hacia los nodos de temperatura del aire. Esto puede observarse en la Fig. 6-c, en la que el calor útil disminuye notablemente desde 1200 W (caso base) a un rango de 350-550 W dependiendo del espesor de la parafina. Es éste calor absorbido es el que se encuentra disponible en horarios cuando

la irradiancia solar decae, llegando a valores de aproximadamente 600 W. Esto es suficiente como para mantener la temperatura del aire alrededor de 40 °C

La Fig. 6-d se interpreta cómo la energía térmica en el aire de salida, pero de forma acumulada durante el día. Se observa mejorías cuando la capa de parafina es de 5 mm y 10 mm, en comparación con el caso base. Se asocia el valor final, como la diferencia entre la ganancia solar térmica y las pérdidas al ambiente. Ahora bien, con el agregado de parafina, los valores de energía térmica entregados son mayores dado que las pérdidas disminuyen (Fig. 7). En otras palabras, parte del calor que en el caso base se pierde, es absorbido por la parafina.

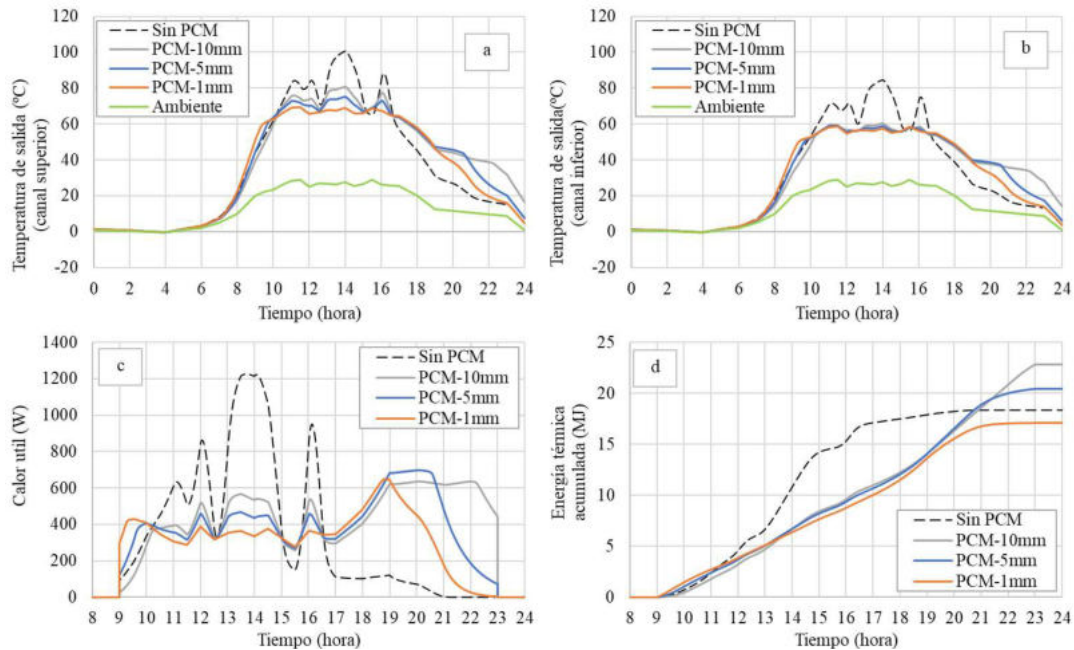


Figura 6. (a). Temperatura del aire de salida en el canal superior. (b). Temperatura del aire de salida en el canal inferior. (c). Calor útil disponible en el aire de salida. (d). Energía térmica acumulada diaria, en la salida del colector. Día de simulación: 6 de abril.

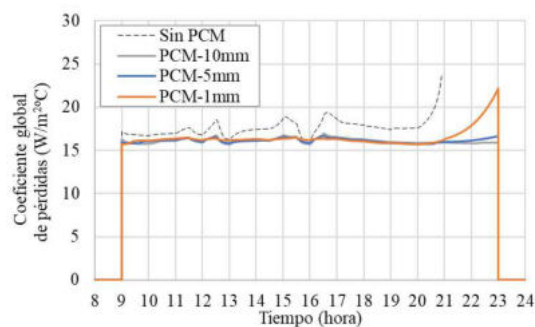


Figura 7. Coeficiente global de pérdidas hacia el ambiente.

### Resultados para el 12 de abril

En Fig. 5 (izquierda) se observa que la irradiancia solar medida tiene características típicas de un día claro hasta las 11:30 horas, a partir de allí se presentaron condiciones de nubosidad por el resto de la jornada. En Fig. 8-a,b, para el caso base sin parafina, la temperatura del aire alcanza un pico de 75 °C y 65 °C para el canal superior e inferior, respectivamente. Luego desciende a 40 °C y 35 °C aproximadamente. Nuevamente, dichos picos de temperatura se atenúan cuando se incorpora la parafina en el modelo, pero se logra una temperatura sostenida alrededor de los 50 °C, bajo las mismas condiciones de nubosidad.

En cuanto al calor útil (Fig. 8-c), se presenta una vez más la atenuación del pico máximo con respecto al caso base, alcanzándose un régimen en el rango de 400 W a 600 W, aproximadamente, a pesar de



las condiciones nubladas, en comparación con los 100 W promedio del caso base. Esta posibilidad de despacho de energía térmica desde el almacenamiento en parafina permite lograr un acumulado energético ampliamente superior (14 MJ – 18 MJ, frente a 7 MJ, como se observa en Fig. 8-d) en los casos en los que las condiciones de recurso solar no son favorables, no obstante, se requiere de energía previa para lograr el cambio de estado de la parafina.

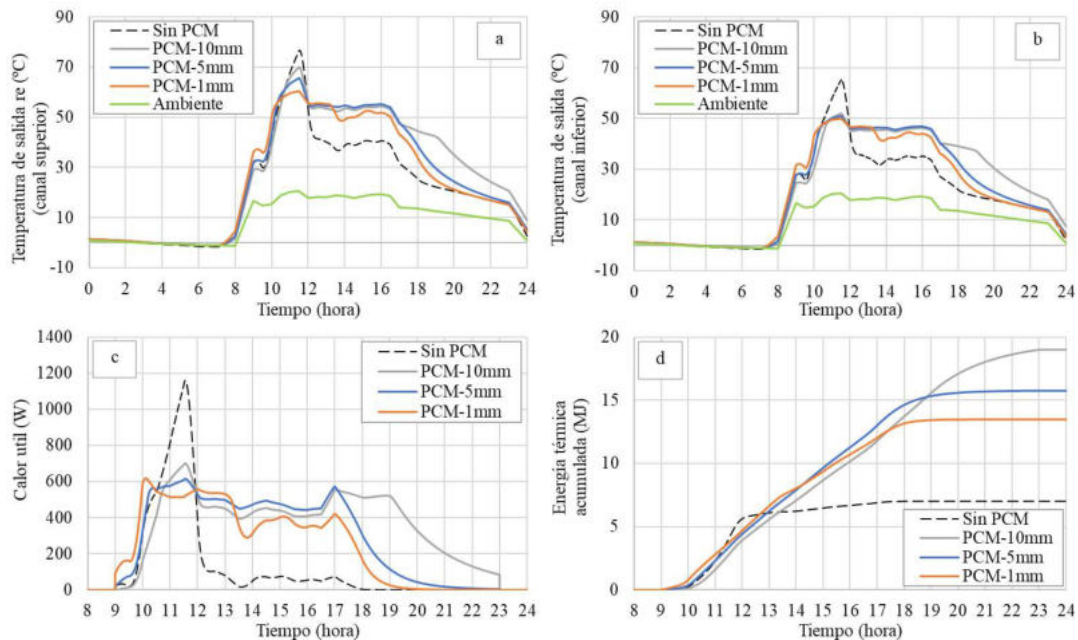


Figura 8. (a). Temperatura del aire de salida en el canal superior. (b). Temperatura del aire de salida en el canal inferior. (c). Calor útil disponible en el aire de salida. (d). Energía térmica acumulada diaria, en la salida del colector. Día de simulación: 12 de abril.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se plantea un modelo físico térmico para la simulación de un colector solar, el cual ha sido validado con mediciones experimentales para distintos días y distintas condiciones meteorológicas, sin implementación de parafina. En este trabajo, se ha incorporado un nodo térmico que representa a un material de cambio de fase, particularmente parafina, por debajo de la placa absorbidora y con distintos espesores, al modelo de colector ya existente. Resultando en un modelo final que incorpora a ambas representaciones: por un lado el colector solar trapezoidal y por otro a una capa de parafina, estableciéndose el intercambio energético entre ellos y el entorno.

La simulación numérica se realizó en Simusol, obteniendo resultados promisorios para la incorporación de PCM en este tipo de tecnologías, teniendo en cuenta las propiedades termo-físicas y la geometría disponible. En primer lugar, se encuentra que es posible extender el periodo de abastecimiento de aire caliente en el rango de 40 °C – 50 °C. No obstante, la cantidad de energía térmica almacenada dependerá fuertemente de la irradiancia solar que incide en el colector, sobre todo durante las primeras horas, y en consecuencia, la temperatura de sostenimiento en los horarios de la tarde/noche. En segundo lugar, se observa que el agregado de PCM incrementa la inercia térmica del sistema, otorgando un mayor despacho de energía durante una jornada, en comparación de un colector solar sin PCM. Además, las temperaturas del aire de salida presentan un perfil más regular, con picos atenuados.

Desde el punto de vista de los procesos, las condiciones de temperatura y energía del aire de salida resultan favorables para que las tecnologías de aplicación termo-solar con el agregado de PCM se implementen no solamente en secado de frutihortícolas, sino también en climatización edilicia, destilación de agua dulce, entre otros. O bien, en los casos de que la energía térmica no sea suficiente, se pueden emplear PCM como fuente complementaria.

Como trabajo futuro, se plantea la necesidad de validar el modelo ensamblado mediante mediciones experimentales. Sin embargo, desde el punto de vista práctico, contener una sustancia como las parafinas presenta un desafío constructivo siguiendo el modelo que aquí se presenta. Además. Para lograr un ajuste más preciso, también se requiere disponer de mediciones climatológicas para periodos de tiempos más extensos. Finalmente, el análisis del modelo y del comportamiento térmico de un colector con PCM con parafinas disponibles comercialmente en Argentina, que no son precisamente puras, representaría una opción más asequible para el uso en los equipos de colección solar.

## NOMENCLATURA

$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire superior, kg/s
$\dot{m}_b$	Flujo de aire másico inferior, kg/s
$\Delta x_1$	Espesor del aislante en pared lateral del colector, m
$\Delta y_b$	Espesor del aislante en base del colector, m
$C_p$	Poder calorífico del aire en circulación, J/kg°C
$Dh_{ij}$	Diámetro hidráulico de los canales, para la sección $i$ y elemento $j$ , m
$e_{pr}$	Espesor de la capa de parafina, m
$E_u$	Energía térmica acumulada diaria, en base al calor útil del aire, J
$F_{\text{cielo}}$	Factor de vista hacia el Cielo, adimensional
$h_{ab,i}$	Coefficiente convectivo entre fondo y aire inferior, para la sección $i$ , W/m <sup>2</sup> °C
$h_{cs,i}$	Coefficiente convectivo entre cubierta y aire exterior, para la sección $i$ , W/m <sup>2</sup> °C
$h_{ij}$	Coefficiente convectivo interior, para la sección $i$ y elemento $j$ , W/m <sup>2</sup> °C
$h_{pai,a}$	Coefficiente convectivo entre absorbedor y aire superior, para la sección $i$ , W/m <sup>2</sup> °C
$h_{pai,b}$	Coefficiente convectivo entre absorbedor y aire inferior, para la sección $i$ , W/m <sup>2</sup> °C
$h \left  \begin{matrix} li,i-1 \\ ai,a \end{matrix} \right.$	Coefficiente convectivo entre aire superior y pared interna izquierda, W/m <sup>2</sup> °C
$h \left  \begin{matrix} li,i-2 \\ ai,a \end{matrix} \right.$	Coefficiente convectivo entre aire superior y pared interna derecha, W/m <sup>2</sup> °C
$h \left  \begin{matrix} li,i-2 \\ ai,b \end{matrix} \right.$	Coefficiente convectivo entre aire inferior y pared interna izquierda, W/m <sup>2</sup> °C
$h \left  \begin{matrix} li,i-2 \\ ai,b \end{matrix} \right.$	Coefficiente convectivo entre aire inferior y pared interna derecha, W/m <sup>2</sup> °C
$h_1, h_2$	Distancia desde la placa absorbidora hasta el fondo y la cubierta, m
$I_i$	Irradiancia solar incidente en la cubierta de policarbonato, W/m <sup>2</sup>
$Nu_{ij}$	Número de Nusselt, para la sección $i$ y elemento $j$ , adimensional
$Pr_{ij}$	Número de Prandtl, para la sección $i$ y elemento $j$ , adimensional
$Q_u$	Calor útil del aire de salida, W
$Re_{ij}$	Número de Reynolds, para la sección $i$ y elemento $j$ , adimensional
$T_{ai,a}$	Temperatura de aire de canal superior, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{ai,a} _{i=3}$	Temperatura del aire superior a la salida, °C
$T_{ai,b}$	Temperatura de aire de canal inferior, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{ai,b} _{i=3}$	Temperatura del aire inferior a la salida, °C
$T_{bi,i}$	Temperatura interior del fondo del colector, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{bi,o}$	Temperatura exterior del fondo del colector, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{ci,i}$	Temperatura interior de la cubierta, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{ci,o}$	Temperatura exterior de la cubierta, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{\text{cielo}}$	Temperatura del cielo, °C
$T_e$	Temperatura ambiente, °C
$T_{li,i-j}$	Temperatura interior de pared lateral, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{lo,i-j}$	Temperatura exterior de pared lateral, para la sección $i$ y elemento $j$ , °C
$T_{p,i}$	Temperatura de la placa absorbidora, para la sección $i$ , °C
$v_i$	Velocidad de aire interior, m/s
$\alpha_p$	Absortancia de la placa absorbidora, adimensional
$\beta_s$	Factor que separa el intercambio de calor por irradiación con el Cielo y con el aire ambiente, adimensional

$\Delta T_p$	Diferencia de temperatura entre límite superior e inferior de la capa de parafina, °C
$\epsilon_p$	Coefficiente de emisividad infrarroja de la carcasa, adimensional
$\epsilon_p$	Coefficiente de emisividad infrarroja del absorbedor, adimensional
$\theta_i$	Angulo de incidencia solar, °
$\lambda_{is}$	Coefficiente conductivo de lana de vidrio, W/m °C
$\mu_i$	Viscosidad dinámica, Pa s
$\rho_i$	Densidad del aire, kg/m <sup>3</sup>
$\tau_p$	Transmitancia espectral media de la cubierta de policarbonato, adimensional
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann, $5.670373 \times 10^{-8}$ W/s K <sup>4</sup>

## REFERENCIAS

- Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P. and Dewitt D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. Jhon Wiley and Sons, 2011. ISBN 13 978-0470-50197-9.
- Dellicompagni P., Franco J. y Flexer V. (2021). CO2 Emission Reduction by Integrating Concentrating Solar Power into Lithium Mining. *Energy & Fuels*, 35(19), 15879-15893.
- Dellicompagni P., Franco J., Heim D. y Wieprzkowicz A. (2020). Numerical modeling of phase change materials using simusol software. *Applied Thermal Engineering*, 170, 114772.
- Díaz A. (2017). Análisis del funcionamiento de un destilador multi etapa con acumulador de calor por cambio de fase. Tesis de grado. Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Duffie, J. A. y Beckman W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Chichester: John Wiley and 688 Sons Ltd.
- Giaconia A., Iaquaniello G., Metwally A. A., Caputo G. y Balog I. (2020). Experimental demonstration and analysis of a CSP plant with molten salt heat transfer fluid in parabolic troughs. *Solar Energy*, 211, 622-632.
- Heim D., Krempsi-Smejda M., Dellicompagni P. R., Knera D., Wieprzkowicz A. y Franco J. (2021). Dynamics of Melting Process in Phase Change Material Windows Determined Based on Direct Light Transmission. *Energies*, 14(3), 721.
- IPCC, 2018: Global Warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty. In Press.
- Kays W. M., Crawford M. E. and Weigand B. (2005). *Convective Heat and Mass Transfer*, 4th ed. McGraw-Hill Higher Education.
- Mazlan M., Rahmani-dehnavi M., Najafi G., Ghobadian B., Hoseini S. S., Fayyazi E., Mamat R., Alenezi R. A. y Mofijur, M. (2021). Thermal efficiency analysis of the phase change material (PCM) microcapsules. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 48, 101557.
- Salvo A., Dellicompagni P., Franco J. y Sarmiento N. (s. f.). A novel trapezoidal plate solar collector: numeric simulation using simusol software and experimental validation. *Journal of Applied Research and Technologies*. En proceso de publicación.
- Saravia L., Alía de Saravia D., Echazú R., y Alcorta G. (2007). La simulación de sistemas termomecánicos solares con el programa Simusol. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. 11:03.01-3.08. ISSN 0329- 5184.
- Torres-Gallo R., Miranda-Lugo P. J. y Martínez-Padilla K. A. (2017). Design and construction of a hybrid system of heating air by combustion of biomass and solar radiation, using phase change material (PCM) as a source of thermal storage, for cassava drying. *Tecnológicas*, 20(39), 71-83.
- Liu C., Wu Y., Li D., Ma T., Hussein A. K. and Zhou Y. (2017). Investigation of thermal and optical performance of a phase change material-filled double-glazing unit, *J. Build. Phys.* 1–21, <https://doi.org/10.1177/1744259117708734>.
- Liu C., Bian J., Zhang G., Li D. and Liu X. (2018). Influence of optical parameters on thermal and optical performance of multi-layer glazed roof filled with PCM, *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.117>.

## NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL PERFORMANCE FOR A SOLAR AIR COLLECTOR WITH PHASE CHANGE MATERIAL

**ABSTRACT:** The use of phase change materials has taken relevance during on the last years, especially on solar-thermal systems, mainly to extend the hours of energetic availability, in consequence, it is possible to reduce the cost of production, the matrix diversification and greenhouse gases mitigation. In this work, the numerical model of a trapezoidal air heating collector is proposed. It was built by Simusol program with the incorporation of a paraffin layer beneath the absorber plate. Simulations for two different days with different meteorological conditions were carried out. It was found that PCM-collector system is able to deliver heated air at acceptable temperatures for drying processes, purpose for which was designed. The PCM addition improved the thermal inertia, which allows to the air collector to provide hot air during afternoon hours or even in cloudiness conditions.

**Keywords:** Solar collector, Simusol, PCM, modeling, thermal storage.