



Modelación de la transferencia de calor en colectores solares planos para calentamiento de aire

Modeling of heat transfer in flat solar collectors for air heating

O. CUBAS¹, J. DESTEPHEN²

Recibido: 26 de octubre de 2023 / Aceptado: 9 de marzo de 2024

¹Departamento de Matemática Aplicada,
Escuela de Matemáticas y Ciencias de la
Computación. Universidad Nacional Autónoma
de Honduras. oswaldo.cubas@unah.edu.hn

²Maestría en Matemáticas, Escuela de
Matemáticas y Ciencias de la Computación.
Universidad Nacional Autónoma de Honduras.
jorge.destephen@unah.edu.hn

RESUMEN

Este trabajo presenta un modelo de transferencia de calor en colectores solares de placa plana para calentamiento de aire por convección natural. El modelo plantea un sistema de ecuaciones diferenciales que describen el balance de energía para la cubierta transparente, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire que circula en el colector. Se aproximan las soluciones utilizando el método de diferencias finitas y se generan las simulaciones que dan a conocer el comportamiento de los componentes en el colector. Para las simulaciones se consideraron variaciones en la radiación solar incidente, la velocidad del aire y la separación entre placa y cubierta, mostrando un comportamiento cualitativo presentado por otros modelos. Los resultados muestran el comportamiento de la temperatura en los distintos componentes y en el aire circulante, permitiendo comprender cuales son los parámetros que más influyen en la variación de temperatura del aire en la salida del colector.

ABSTRACT

This work presents a heat transfer model in flat plate solar collectors for air heating by natural convection. The model proposes a system of differential equations that describe the energy balance for the transparent cover, the absorbent plate, the thermal insulation and the air circulating in the collector. The solutions are approximated using the finite difference method and simulations are generated that reveal the behavior of the components in the collector. For the simulations, variations in incident solar radiation, air speed and separation between plate and cover were considered, showing qualitative behavior presented by other models. The results show the behavior of the temperature in the different components and in the circulating air, allowing us to understand which parameters most influence the variation in air temperature at the collector outlet.

PALABRAS CLAVES

convección natural, radiación solar, diferencias finitas, número de Nusselt, colector solar.

KEYWORDS

natural convection, solar radiation, finite differences, Nusselt number, solar collector.

* Esta obra está bajo una licencia Creative Commons Reconocimiento - NoComercial 4.0 Internacional

* This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License.

I | INTRODUCCIÓN

Los colectores solares de aire son ampliamente utilizados tanto en sistemas de calefacción como en procesos de deshidratación de alimentos, especialmente por pequeños y medianos productores. Estos colectores mejoran la calidad en los procesos de producción y agilizan los tiempos de secado de sus productos, lo cual permite que obtengan productos más limpios ya que no son secados a la intemperie. A pesar de sus beneficios, para obtener un óptimo desempeño del colector se deben controlar periódicamente algunos factores que afectan la temperatura y el flujo del aire. Uno de los primeros estudios específicos realizados acerca del comportamiento de los colectores solares fue desarrollado por Hottel y Woertz (1942), estableciendo el primer modelo térmico de éstos y sentando los fundamentos teóricos de futuras investigaciones.

El desarrollo habitual de los modelos para colectores solares parte de considerar cada componente del colector por separado, realizando un balance de energía para cada uno formando así un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias que puede resolverse utilizando métodos numéricos o directamente, usando algún software o paquete especializado. Los trabajos desarrollados por Duffie y Beckman (2013) son una referencia común en las investigaciones modernas debido a su notable aporte a la ingeniería solar. En su trabajo con colectores planos consideran desarrollar el modelo para un calentador de agua donde la placa absorbente tiene soldados varios tubos o conductos de fluido metálicos por los cuales se transporta el agua que se quiere calentar.

Uno de los métodos para modelar el comportamiento de la temperatura en un colector solar se basa en cortar el sistema en secciones equidistantes en la dirección del flujo de aire y escribir las ecuaciones balanceadas en cada volumen de control. Esto permite predecir la temperatura de salida del aire y determinar de una mejor manera el rendimiento del colector. Un modelo de este tipo fue descrito por Kamminga (1985), considerando las condiciones de balance de calor para la cubierta, la placa absorbente y el fluido circulante de un colector solar comercial para exteriores, bajo condiciones climáticas transitorias.

En este trabajo se plantea un modelo de transferencia de calor para un colector solar de placa plana considerando las ecuaciones para la cubierta transparente, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire que circula por el colector. Las ecuaciones obtenidas definen un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales cuyas soluciones son aproximadas mediante un método de diferencias finitas. Los resultados experimentales obtenidos en el estudio desarrollado por Zurlo, Spotorno, Rodríguez, y Figueredo (2000) permiten comparar de forma relativa los resultados generados por el modelo.

II | PRELIMINARES

El colector de placa plana es uno de los diseños típicos de colectores solares y suele utilizarse para el calentamiento de aire o agua. Un colector de placa plana común para calentamiento de aire consta de una superficie de absorción de energía solar que transmite la energía absorbida al fluido, una cubierta transparente a la radiación solar (colocada sobre la superficie de absorción que reduce las pérdidas por convección y radiación a la atmósfera), y una capa de aislamiento térmico para reducir las pérdidas de la placa absorbente por conducción.

La cubierta transparente es el primer componente sobre el que incide la radiación solar. Esta permite generar el efecto invernadero, mejorando así el rendimiento del colector. La placa absorbente es la

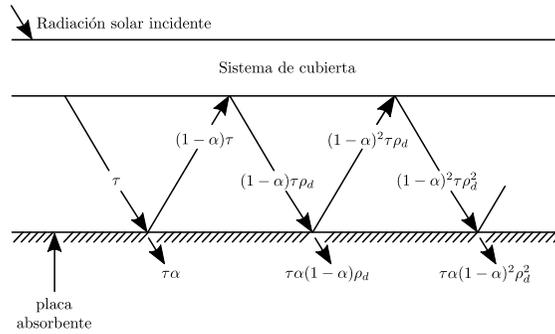


Figura 1: Absorción de radiación solar por placa absorbente bajo sistema de cubierta (figura tomada de Duffie y Beckman (2013)).

encargada de transformar la radiación solar incidente en calor para luego transmitirlo al fluido. Los materiales más adecuados para las placas absorbentes son aquellos que tienen una buena conductividad térmica y una baja capacidad calorífica.

1 | Reflexión de la radiación

Cuando la radiación que atraviesa la cubierta alcanza la placa absorbente, una parte es absorbida por la placa y el resto es reflejado a la cubierta, parte de esta radiación se refleja de regreso a la placa y el proceso se repite. En la Figura 1 se ilustra este proceso donde τ es la transmitancia de la cubierta y α es la absorptancia de la placa.

Una porción τ de la radiación incidente es transmitida a la placa, una fracción $\tau\alpha$ es absorbida y $(1 - \alpha)\tau$ es reflejada hacia la cubierta. Se supone que la reflexión de la placa absorbente es difusa, por lo que la fracción que incide en la cubierta es radiación difusa y $(1 - \alpha)\tau\rho_d$ se refleja de regreso a la placa absorbente. La cantidad ρ_d se refiere a la reflectancia de la cubierta para la radiación difusa incidente desde el lado inferior y se puede estimar a partir de la ecuación 1 a un ángulo de 60° (Duffie y Beckman (2013)).

$$\rho_d \cong \tau_a(1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \tag{1}$$

La cantidad total de radiación incidente absorbida por la placa, conocida como producto transmitancia-absorptancia ($\tau\alpha$), definida por la ecuación 2, se puede calcular haciendo la suma infinita de las múltiples reflexiones de la radiación difusa (Duffie y Beckman (2013)),

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \tag{2}$$

2 | Transferencia por convección

La convección es un mecanismo mediante el cual el calor se transfiere entre una superficie sólida y un fluido circundante, como el aire o el agua. En el caso de un colector solar plano, la placa absorbente está expuesta a la radiación solar la cual al calentarse, transfiere este calor a la capa de fluido que está

en contacto directo con ella. A medida que el fluido pasa cerca de la placa, su temperatura aumenta debido a la transferencia de calor desde la placa hacia el fluido.

En la convección natural, el fluido se calienta y se vuelve menos denso, lo que provoca que ascienda debido a la fuerza de flotación y sea reemplazado por fluido más frío. Este movimiento del fluido crea un flujo de convección natural que transporta el calor a otras partes del sistema (Çengel (2011)).

La razón de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de enfriamiento de Newton en la ecuación 3.

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T - T_{\infty}) \quad (3)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A es el área superficial de transferencia de calor, T es la temperatura de la superficie y T_{∞} es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie.

El coeficiente de transferencia de calor por convección generalmente es difícil de determinar debido a su dependencia de varios factores que afectan el flujo del fluido; como la rugosidad de las superficies que lo confinan, la viscosidad y compresibilidad del fluido y el régimen de flujo que gobierna el sistema (Çengel (2011)).

El fluido consta de capas adyacentes apiladas una sobre la otra. Debido a la viscosidad del fluido cuando entra en contacto con un sólido, la velocidad de las partículas en la primera capa adyacente a la placa se vuelve cero. La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad es por medio del número de Prandtl adimensional en la ecuación 4, que relaciona la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_a} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (4)$$

La razón de las fuerzas de flotabilidad con respecto a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido es conocida como número de Grashof (Gr), dado como un parámetro adimensional por la ecuación 5.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L^3}{\nu^2} \quad (5)$$

donde g es la constante de aceleración gravitacional, β es el coeficiente de expansión volumétrica, T_s es la temperatura de la superficie, T_{∞} es la temperatura del fluido que se encuentra suficientemente lejos de la superficie, L es la longitud característica de la configuración geométrica y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

El número de Grashof se utiliza como el indicador principal para determinar si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural (Çengel (2011)).

Los datos de transferencia de calor por convección natural generalmente se correlacionan en términos del número de Prandtl (Pr) definido por la ecuación 4, el número de Grashof (Gr) definido por la ecuación 5 y el número de Nusselt (Nu) que está dado por la ecuación 6 como:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (6)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor, k es el coeficiente de conductividad térmica del aire y L es la longitud entre la placa y cubierta (Duffie y Beckman (2013); Koulibaly y González Bayón (2015)). Algunas representaciones del número de Nusselt se definen en términos del número de Rayleigh (Ra) a en la ecuación 7, el cual es el producto de los números de Grashof y Prandtl,

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{\alpha_a} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha_a} \quad (7)$$

Es así que, por sí mismo el número de Rayleigh puede considerarse como la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de las difusividades térmicas y de cantidad de movimiento.

Estudios experimentales realizados por Hollands, Unny, Raithby, y Konicek (1976), plantean la relación entre el número de Nusselt y el número de Rayleigh a partir de la ecuación 8 para ángulos de inclinación de 0 a 60° como:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \theta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \theta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (8)$$

donde θ es el ángulo de inclinación del colector y el significado del exponente + es que solo se deben usar valores positivos de los términos entre corchetes y usar cero si el término es negativo.

III | MODELACIÓN

La ecuación general que caracteriza el balance de energía es la primera ley de la termodinámica, la cual para el caso particular del colector podrá ser expresada por la ecuación 9 como:

$$E = E_e - E_s \quad (9)$$

donde E , E_e y E_s son la energía acumulada en el sistema, la energía que entra al sistema y la energía que sale del sistema, respectivamente. Para modelar la transferencia de calor en el colector se hace el estudio del balance de energía en la cubierta transparente, la placa absorbente, la capa de aislamiento térmico y el aire que fluye en el interior del colector. En la Figura 2, se muestran los distintos procesos de transferencia que se dan entre los componentes.

1 | Balance de energía en la cubierta transparente

La cubierta transparente aumenta su temperatura por la radiación solar incidente, la radiación transmitida desde la placa absorbente y por la convección con el aire que fluye dentro del colector. Así mismo, cede una parte de su energía por radiación y convección al aire exterior.

El calor recibido por la cubierta, mediante radiación desde el exterior, por unidad de área se describe por la ecuación 10:

$$Q_c = (1 - \tau_\alpha)I \quad (10)$$

siendo I la intensidad de radiación incidente en el colector y τ_α la transmitancia de la cubierta considerando únicamente las pérdidas por absorción.

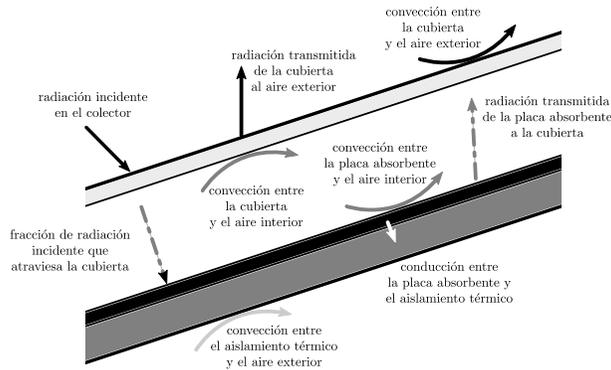


Figura 2: Procesos de transferencia de calor entre los componentes del colector (Elaboración propia).

El calor recibido por la cubierta que es radiado desde la placa absorbente por unidad de área está dado por la ecuación 11:

$$Q_{pc} = h_{pc}(T_p - T_c) \quad (11)$$

donde T_p y T_c son las temperaturas de la placa absorbente y de la cubierta, respectivamente. El término h_{pc} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta, definido por la ecuación 12:

$$h_{pc} = \frac{\sigma(T_c + T_p)(T_c^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} \quad (12)$$

donde $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2$ es la constante de Stefan-Boltzmann, ϵ_c y ϵ_p son las emisividades de la cubierta y de la placa absorbente, respectivamente. El calor cedido por unidad de área a la cubierta por el aire dentro del colector, mediante convección, se describe por la ecuación 13:

$$Q_{ac} = h_{ac}(T_a - T_c) \quad (13)$$

siendo T_a y T_c la temperatura del aire en el colector y la temperatura de cubierta, respectivamente. El coeficiente h_{ac} representa la transferencia de calor por convección natural entre el aire interior y la cubierta que viene dado por la ecuación 14:

$$h_{ac} = \frac{Nu_{ac}k_a}{\delta_a} \quad (14)$$

donde Nu_{ac} representa el número de Nusselt descrito por la ecuación 8, k_a es la conductividad térmica del aire y δ_a es la distancia entre la placa absorbente y la cubierta transparente.

El calor radiado por unidad de área desde la cubierta al exterior está dado por la ecuación 15:

$$Q_{rcamb} = h_{rcamb}(T_c - T_{amb}) \quad (15)$$

siendo h_{rcamb} el coeficiente de transferencia de calor entre la cubierta y el aire, descrito por Koulibaly y González Bayón (2015) a partir de la ecuación 16:

$$h_{rcamb} = \frac{\epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2)(T_c + T_{cielo})(T_c - T_{cielo})}{T_c - T_{amb}} \quad (16)$$

donde T_{amb} es la temperatura ambiente que se encuentra en las cercanías del colector y T_{cielo} es considerada como la temperatura de cielo, dada por la ecuación 17:

$$T_{cielo} = 0.0552(T_{amb})^{3/2} \quad (17)$$

El calor cedido al ambiente por efectos de la convección por unidad de área está dado por la ecuación 18:

$$Q_{ccamb} = h_{amb}(T_c - T_{amb}) \quad (18)$$

donde h_{amb} es el coeficiente de transferencia de calor debido a la convección entre cubierta y aire exterior. Este coeficiente ha sido calculado de forma experimental en diferentes trabajos, considerando un conjunto específico de condiciones. Según Duffie y Beckman (2013); Koulibaly y González Bayón (2015); Ramirez, Palacio Vega, y Carmona (2020), la ecuación 19 describe este coeficiente.

$$h_{amb} = 5.7 + 3.8u \quad (19)$$

donde u es la velocidad del viento. Entonces el balance de energía por unidad de área en la cubierta transparente esta dada por la ecuación 20:

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = Q_c + Q_{pc} + Q_{ac} - Q_{rcamb} - Q_{ccamb} \quad (20)$$

siendo C_c la capacidad calorífica de la cubierta por unidad de área.

2 | Balance de energía en la placa absorbente

La placa absorbente recibe la radiación solar que viene desde la cubierta. Por efecto de la reflectividad y absorción de la cubierta, solo es transmitida una fracción de la radiación total incidente en el colector. La placa absorbente pierde parte de su energía por radiación con la cubierta, por efecto de la convección con el aire interior y por conducción con el aislamiento térmico.

La energía captada por unidad de área por la placa absorbente que está dada por la ecuación 21:

$$Q_p = (\tau\alpha)I \quad (21)$$

siendo el término $\tau\alpha$ el producto transmitancia-absortancia para la placa absorbente descrito por la ecuación 2.

La energía radiada por la placa a la cubierta fue definida por la ecuación 11 y el calor cedido al aire por unidad de área desde la placa absorbente por convección se describe por la ecuación 22:

$$Q_{pa} = h_{pa}(T_p - T_a) \quad (22)$$

siendo T_p y T_a la temperatura de la placa absorbente y la temperatura del aire en el colector, respectivamente. El coeficiente h_{pa} representa la transferencia de calor por convección entre la placa y el aire interior que viene dado por la ecuación 23:

$$h_{pa} = \frac{Nu_{pa}k_a}{\delta_a} \quad (23)$$

donde Nu_{pa} es el número de Nusselt obtenido con la ecuación 8, k_a es la conductividad térmica del aire y δ_a es la distancia entre la placa absorbente y la cubierta transparente.

El calor transferido por conducción al aislamiento térmico por unidad de área desde la placa absorbente, se calcula según Çengel (2011) considerando la conducción de calor entre capas de materiales diferentes. La relación se describe a partir de la ecuación 24, dada por:

$$Q_{pais} = \frac{T_p - T_{ais}}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \quad (24)$$

siendo T_{ais} la temperatura del aislamiento térmico, δ_p el espesor de la placa absorbente con conductividad térmica k_p y δ_{ais} el espesor del aislamiento térmico con conductividad térmica k_{ais} .

El balance de energía para la placa absorbente por unidad de área está dado por la ecuación 25:

$$C_p \frac{dT_p}{dt} = Q_p - Q_{pc} - Q_{pa} - Q_{pais} \quad (25)$$

siendo C_p la capacidad calorífica de la placa absorbente por unidad de área.

3 | Balance de energía en el aislamiento térmico

El balance de energía en el aislamiento térmico, ubicado en la parte inferior del colector, considera el calor transmitido desde la placa absorbente calculado en la ecuación 24 y el calor cedido al exterior del colector por la parte inferior debido a la convección, que se calcula de forma similar a la razón de transferencia entre la placa y el aislamiento, por la ecuación 26:

$$Q_{aisamb} = \frac{T_{ais} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{amb}} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \quad (26)$$

siendo δ_{ais} el espesor de la capa de aislamiento térmico con conductividad térmica k_{ais} .

Entonces, el balance de energía para el aislamiento por unidad de área está dado por la ecuación 27:

$$C_{ais} \frac{dT_{ais}}{dt} = Q_{pais} - Q_{aisamb} \quad (27)$$

donde C_{ais} es la capacidad calorífica del aislamiento térmico por unidad de área.

4 | Balance de energía en el aire interior del colector

El aire interior se calienta a medida que avanza dentro del colector debido a la transferencia de calor por convección con la placa absorbente. A su vez, el aire que entra en contacto con la cubierta transparente cede parte de su calor a esta. En el balance de energía en el aire interior del colector debe considerarse también el flujo de energía que entra con el aire ambiental y el flujo de energía que sale con aire caliente

por el extremo superior del colector. La ecuación de balance 28 resulta en una ecuación diferencial parcial similar a la propuesta en el modelo de tres nodos por Kamminga (1985).

$$C_a \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = h_{pa}(T_p - T_a) - h_{ac}(T_a - T_c) \quad (28)$$

donde C_a es la capacidad calorífica por unidad del área para el aire y u es la velocidad del aire que circula por el colector.

Para encontrar la solución del sistema y conocer el comportamiento de los diferentes componentes del colector, en este trabajo se consideró aplicar un método de aproximación discretizando los operadores de derivación por diferencias finitas.

Para cada componente del colector se define una malla bidimensional dividiendo el colector de longitud L en $N + 1$ subintervalos iguales cuyos extremos son los puntos de malla $x_i = i\Delta x$, para $i = 0, 1, \dots, N + 1$, donde $\Delta x = L/(N + 1)$. Verticalmente sobre la malla, se representa la evolución de las temperaturas en el colector cada Δt pasos de tiempo.

El método de diferencias finitas para el balance de energía en el colector requiere de las aproximaciones del cociente de diferencias para las primeras derivadas respecto al tiempo, de la temperatura de la cubierta, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire interior, así también la primera derivada respecto a la longitud del colector.

Inicialmente, se asume que la temperatura de cada componente es la misma a lo largo del colector e igualmente la temperatura del aire en la entrada se mantiene constante. A medida que el colector es expuesto a la radiación solar, las temperaturas en los puntos fuera de los ejes de la malla empezarán a variar.

IV | RESULTADOS

Los resultados de las simulaciones para el modelo muestran el comportamiento de la temperatura en los diferentes componentes del colector solar. Para realizar las simulaciones se utilizó Matlab como entorno de desarrollo utilizando las propiedades del vidrio común para la cubierta transparente, aluminio pintado de negro mate para la placa absorbente y las propiedades de la fibra de vidrio para el aislamiento térmico.

Algunas de las propiedades para el aire como la densidad, difusividad térmica, conductividad térmica y viscosidad dinámica, fueron calculadas a partir de ecuaciones obtenidas al aplicar un modelo de regresión cúbica a los datos de las tablas de propiedades de cada material descritas por Çengel (2011). Cada función de aproximación fue calculada tomando los valores de la tabla correspondiente en un rango de temperatura desde -30°C hasta 200°C .

Para conocer los resultados más detallados de este estudio, se puede consultar la tesis de maestría de Cubas (2022), que se encuentra disponible en los repositorios de la Universidad Nacional Autónoma de Honduras.

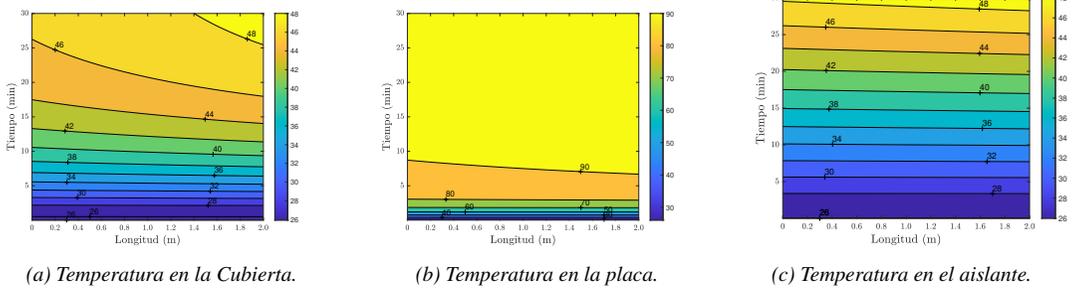


Figura 3: Distribución de la temperatura en la cubierta, la placa y aislamiento térmico del colector durante 30 minutos de exposición a la radiación solar cuando la entrada de aire tiene 0.10 m de altura.

1 | Temperatura en los componentes del colector

Los colectores solares suelen colocarse en una posición fija, preferiblemente orientados en la dirección del sol e inclinados unos cuantos grados, de modo que la cubierta reciba de forma directa la radiación solar. Para simular el comportamiento de la temperatura en los diferentes componentes se estableció el largo del colector en 2 metros con una anchura de 0.8 metros, haciendo variaciones en la separación entre placa y cubierta, la velocidad del viento y la cantidad de radiación incidente en el colector.

En la Figura 3 se muestra el comportamiento de la temperatura en la cubierta, la placa absorbente y el aislamiento térmico, simulando 30 minutos de exposición del colector a radiación constante de $800w/m^2$, estableciendo la entrada de aire en 0.1 metros.

Inicialmente, se consideró que todos los componentes se encuentran a temperatura ambiente. A medida que el aire circula por el colector, este se calienta y transfiere calor a la cubierta por convección. Esto explica como la cubierta se muestra más caliente en el extremo de salida del aire ilustrado en la Figura 3a. Sucede de forma similar con la placa absorbente en la Figura 3b, aunque el aumento en su temperatura es considerablemente mayor debido a las propiedades del material, alcanzando en menor tiempo un valor más estable de temperatura variando muy poco luego de los primeros 10 minutos de exposición a la radiación solar.

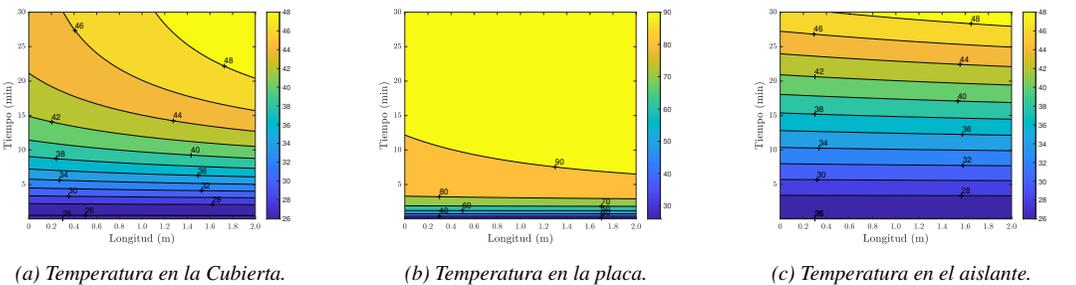
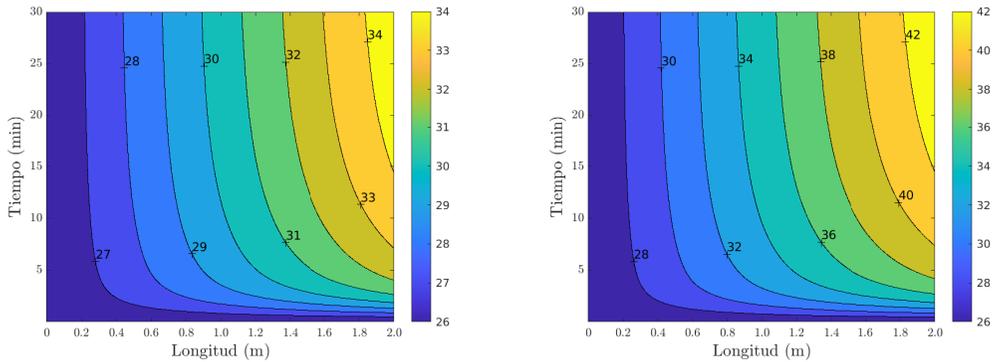


Figura 4: Distribución de la temperatura en la cubierta, la placa y aislamiento térmico del colector durante 30 minutos de exposición a la radiación solar cuando la entrada de aire tiene 0.05 m de altura.

En el comportamiento de la temperatura del aislamiento térmico observado en la Figura 3c, los cambios a lo largo del colector son menores, aumentando apenas unos grados en la salida del aire con respecto a la temperatura en la entrada. Este comportamiento muestra que la capa de aislamiento cumple con su función evitando altas pérdidas de energía por la parte inferior del colector.



(a) Temperatura del aire interior con una entrada de aire de 0.10 metros. (b) Temperatura del aire interior con una entrada de aire de 0.05 metros.

Figura 5: Distribución de la temperatura del aire en el interior del colector variando la separación entre placa y cubierta.

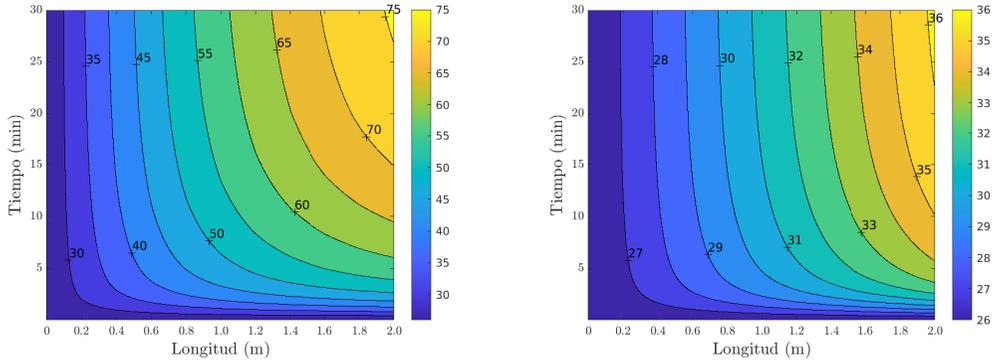
En la Figura 4 se observa el efecto de la altura de la capa de aire interior sobre la temperatura de salida con respecto a la simulación ilustrada en la Figura 3. En esta simulación se consideraron los mismos parámetros de radiación solar, longitud del colector y velocidad del viento, variando únicamente la separación entre la placa y la cubierta establecida en 0.05 metros.

Se puede observar que a medida que la separación entre la placa absorbente y la cubierta transparente aumenta, la temperatura en los componentes del colector es menor. Esto se debe en parte, a que a mayor altura se tendrá un mayor flujo dentro del colector, provocando que el calor se distribuya entre una mayor cantidad de aire.

En la Figura 5 se muestra la simulación para la temperatura del aire variando la separación entre la placa absorbente y la cubierta transparente. En los puntos de entrada del colector y durante los primeros minutos de exposición a la radiación solar, se observa que la temperatura del aire es prácticamente la misma que la temperatura en el exterior. A medida que la placa absorbente se calienta, se muestran leves incrementos en la temperatura del aire, marcadas como franjas de contorno en la Figura 5a y 5b.

Como era de esperar, la temperatura del aire en la salida es mayor cuando la separación entre placa y cubierta se reduce, pues se tiene menos aire circulando en el colector interactuando con los componentes.

Otro factor importante a tener en cuenta es la velocidad con la que el aire ingresa en el colector. Para determinar su impacto en la temperatura de salida se consideró una separación de 0.05 metros entre la placa y la cubierta. En las simulaciones ilustradas en la Figura 6 se asume que las velocidades se mantuvieron constantes durante todo momento en cada medición. Se puede notar que la temperatura



(a) Temperatura del aire con velocidad del viento de 0.1 m/s . (b) Temperatura del aire con velocidad del viento de 0.8 m/s .

Figura 6: Distribución de la temperatura del aire en el interior del colector variando la velocidad del viento.

de salida del aire es mayor a medida que baja su velocidad, esto se debe a que el aire tiene un mayor tiempo de residencia dentro del colector, provocando que reciba más calor y eleve su temperatura.

V | CONCLUSIONES

Los resultados de las simulaciones para conocer el comportamiento de la temperatura en la cubierta, en la placa absorbente y en el aire que circula a través del colector, presentan un buen acuerdo cualitativo con otros modelos y resultados experimentales como los obtenidos por Zurlo y cols. (2000). Adicionalmente, el balance de energía para el aislamiento térmico proporcionó un alcance más amplio en el análisis del sistema.

La metodología utilizada en la formulación del modelo de transferencia de calor para el colector solar permite conocer, no solo la evolución temporal sino también el desarrollo longitudinal de cada uno de los componentes. A partir de los datos obtenidos con las simulaciones, además de un estudio global en el colector, se logra un análisis más detallado de los fenómenos que ocurren al interior cuando se hacen variaciones en la radiación, altura de la entrada de aire y velocidad del viento.

Una de las aplicaciones más comunes para el tipo de colector solar de placa plana es la de proveer aire caliente a un secador solar indirecto, generalmente con la intención de deshidratar alimentos para su preservación. Los resultados obtenidos con las simulaciones aportan información relevante sobre las condiciones que pueden darse en el entorno para conseguir un rango específico de valores en la temperatura del aire, lo que puede ayudar a obtener productos de mejor calidad y reducir el riesgo de pérdidas.

Finalmente, este modelo ofrece una herramienta lista para realizar cálculos y experimentos utilizando datos específicos de una región en concreto. Esto permitiría evaluar la efectividad del colector en circunstancias óptimas para la zona y aprovechar al máximo su potencial.

I REFERENCIAS

- Çengel, Y. (2011). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- Cubas, O. (2022). *Modelación de la transferencia de calor en colectores solares de placa plana para calentamiento de aire* (Tesis de maestría).
- Duffie, J., y Beckman, W. (2013). *Solar engineering of thermal processes*. Wiley.
- Hollands, K. G. T., Unny, T. E., Raithby, G. D., y Konicek, L. (1976). Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers. *Journal of Heat Transfer*, 98(2), 189-193.
- Hottel, H., y Woertz, B. (1942, 1). Performance of flat-plate solar-heat collectors. *Trans. ASME (Am. Soc. Mech. Eng.); (United States)*, 64.
- Kammaing, W. (1985). Experiences of a solar collector test method using fourier transfer functions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(7), 1393-1404.
- Koulibaly, A., y González Bayón, J. J. (2015). Modelación de un colector solar para calentamiento de aire. *Ingeniería Energética*, 36, 292 - 302.
- Ramirez, C., Palacio Vega, M., y Carmona, M. (2020, 10). Reduced model and comparative analysis of the thermal performance of indirect solar dryer with and without pcm. *Energies*, 20.
- Zurlo, H., Spotorno, R., Rodríguez, D., y Figueredo, G. (2000). Estudio comparativo de superficies colectoras y cubiertas transparentes. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 4.