



# ANÁLISIS NUMÉRICO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA UTILIZANDO UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

## NUMERICAL ANALYSIS OF A WATER HEATING SYSTEM USING A FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR

William Quitiaquez<sup>1,\*</sup>, José Estupiñán-Campos<sup>2</sup>, C. A. Isaza-Roldán<sup>1</sup>,  
 Fernando Toapanta-Ramos<sup>2</sup>, Andrés Lobato-Campoverde<sup>2</sup>

### Resumen

El objetivo de la presente investigación fue realizar un análisis numérico mediante CFD de un colector solar de placa plana; además, se realizó una comparación con resultados experimentales. El fluido de trabajo alcanzó una temperatura máxima de salida de 20.16 °C a las 12:00, el valor de la radiación solar se determinó para las coordenadas geográficas latitud -0.2252 y longitud -77.84; de forma similar, en este horario fue posible obtener una temperatura de la superficie del colector de 27.12 °C, como valor pico. Se determinó el menor rendimiento del dispositivo de transferencia de calor a las 10:00 con un valor de temperatura de salida del agua y temperatura máxima en la superficie del colector de 18.65 y 20.48 °C, respectivamente. Los resultados experimentales mostraron una temperatura máxima de 20.93 °C y una temperatura mínima de 19.4 °C, derivando en un error de 4.01 % entre la simulación computacional y los datos experimentales.

**Palabras clave:** colector, energía solar, temperatura, simulación CFD

### Abstract

The aim of the present investigation was to perform a flat plate solar collector numerical analysis by CFD, in addition to a comparison with experimental results. The working fluid reached a maximum outlet temperature of 20.16 °C at 12:00, the value of solar radiation was determined for the geographical coordinates latitude -0.2252 and longitude -77.84, similarly, at this time it was possible to obtain a collector surface temperature of 27.12 °C, as a peak value. The heat transfer device lowest performance was determined at 10:00 with an outlet water temperature value and maximum temperature at the collector surface of 18.65 and 20.48 °C, respectively. The experimental results showed a maximum temperature of 20.93 °C and a minimum temperature of 19.4 °C, resulting in a 4.01 % error between the computational simulation and the experimental data.

**Keywords:** Collector, solar energy, temperature, CFD simulation.

<sup>1,\*</sup>Centro de Investigación en Refrigeración y Aire Acondicionado, Universidad Pontificia Bolivariana, Colombia.  
 Autor para correspondencia ✉: william.quitiaquez@upb.edu.co.

<sup>1</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9430-2082>, <sup>2</sup> <https://orcid.org/0000-0002-5902-6411>

<sup>2</sup>Carrera de Ingeniería Mecánica / GIERIMP, Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador.

<sup>1</sup> <https://orcid.org/0000-0003-2286-5737>, <sup>2</sup> <https://orcid.org/0000-0002-0838-4702>,

<sup>1</sup> <https://orcid.org/0000-0002-6073-3439>.

Recibido: 16-05-2020, aprobado tras revisión: 12-06-2020

Forma sugerida de citación: Quitiaquez, W.; Estupiñán-Campos, J.; Isaza-Roldán, C. A.; Toapanta-Ramos, F. y Lobato-Campoverde, A. (2020). «Análisis numérico de un sistema de calentamiento de agua utilizando un colector solar de placa plana». INGENIUS. N.º 24, (julio-diciembre). pp. 97-106. DOI: <https://doi.org/10.17163/ings.n24.2020.10>.

## 1. Introducción

En la actualidad se ha visto como la comunidad científica ha tomado conciencia acerca del uso de fuentes renovables de energía gracias a los numerosos estudios de los perjuicios producidos por la quema de combustibles fósiles para la generación y uso de energía. Razón por la cual, en los últimos años se han incrementado las investigaciones y trabajos experimentales sobre el uso de la energía solar para el aumento de temperatura de los fluidos por medio de colectores solares térmicos; entre estos se tiene a los colectores solares concentrados que han determinado que el rango operativo varíe entre 50 y 300 °C [1].

El aprovechamiento de este recurso virtualmente renovable incide con mayor fuerza en lugares con una ubicación geográfica propicia para optimizar el desempeño de los dispositivos de transferencia de calor con ayuda de energía solar, debido al ángulo de incidencia propicio e invariante por influencia de las estaciones como es el caso de países en la región ecuatorial como Ecuador [2].

Ayompe y Duffy [3], en su investigación sobre el rendimiento térmico de un sistema solar de calentamiento de agua con colectores de placa plana aplicado en un sistema de escala doméstica de circulación forzada por un año, muestran que los resultados obtenidos fueron de energía diaria recolectada con un promedio anual de 19.6 MJ / día, una fracción solar de 32.2 %, adicionalmente, una eficiencia del colector y del sistema de 37.8 y 45.6 % respectivamente.

En el funcionamiento de un colector solar se involucran varios agentes externos como la temperatura ambiente, la irradiación, posición geográfica, entre otros, como afirman Hashim *et al.* [4]. En su trabajo muestran la influencia que presenta el flujo volumétrico en la temperatura que puede alcanzar el fluido de trabajo al salir del colector solar; en su investigación experimental, realizaron dos pruebas con un caudal de 5.3 y 6.51 L·min<sup>-1</sup> respectivamente, obteniendo como resultado temperaturas de salida de 51.4 y 49 °C, llegando a la conclusión que a menor flujo volumétrico mayor temperatura a la salida del colector podrá ser alcanzada.

La dinámica computacional de fluidos (CFD, por sus siglas en inglés) es de gran ayuda en estudios que buscan mejorar el rendimiento en dispositivos de transferencia de calor. Es por esta razón por la que es utilizada con regularidad para desarrollar diseños mejorados de varios mecanismos que requieren transferencia de energía como calentadores de aire solares y para evaluar el potencial de generación de energía [5].

Marroquín *et al.* [6], en su investigación utilizan el *software* de simulación ANSYS, en específico su biblioteca correspondiente para dinámica de fluidos (CFD). Para el mallado se utiliza CFX-Mesh donde se considera un espacio de cara en los elementos entre 0.004 y 0.08 m, un ángulo de resolución de 30°; con respecto a la simulación, esta se desarrolla bajo el modelo de energía k-epsilon debido al flujo turbulento, obtenido un resultado que varía en un 5 % con la experimentación.

Es posible realizar un análisis comparativo con la validación del análisis CFD con resultados experimentales en busca de encontrar un margen de error permisible como afirman Mohamed *et al.* [7], quienes en su estudio de una bomba de calor multifuncional de expansión directa (DX-SAMHP, por sus siglas en inglés) toman parámetros reales como temperatura exterior ambiente en invierno de -1 a 5 °C, radiación solar de 0, 57, 100 y 200 W·m<sup>-2</sup> para ingresarlos al simulador, obteniendo valores en el modelado mayores que los resultados experimentales con desviaciones promedio de ± 4 %.

En la investigación de Duarte *et al.* [8], se presenta en manera semejante un estudio comparativo validando los resultados del modelo matemático con valores experimentales, donde se utiliza una bomba de calor con un colector/evaporador de 1.65 m<sup>2</sup>, temperatura ambiente entre 27.1 y 31.6 °C, radiación solar entre 0 y 811 W·m<sup>-2</sup>, entre otros parámetros, gracias a lo cual, la simulación genera una diferencia en el COP de 1.6 %, menor a la incertidumbre experimental de 5 %.

La eficiencia de los colectores solares de placa plana, de forma similar pueden variar por influencia de otras condiciones como las secciones transversales en las cuales se mueve el fluido de trabajo como muestran Andrade *et al.* [9], quienes validan su investigación mediante simulación CFD; adicionalmente, muestran una temperatura final en la salida de la tubería de 330 K y una eficiencia de 68 %.

Existen numerosas investigaciones sobre el uso de colectores solares dentro de sistemas de calentamiento, las cuales son llevadas a cabo en diversos países como se muestra en la Tabla 1, donde validan de forma experimental propuestas en simulación para un desarrollo más exacto.

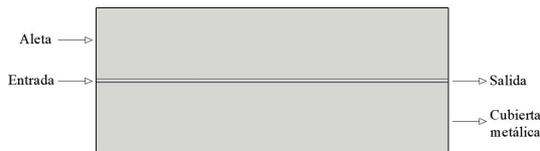
De igual manera, algunos trabajos buscan validar de forma numérica propuestas experimentales para encontrar limitantes en el diseño, esto muestra la importancia de la complementariedad entre la parte de simulación y la experimental.

**Tabla 1.** Investigaciones realizadas en diferentes sistemas con colectores solares de placa plana

	Ji et al. [10]	Mohamed et al. [7]	Duarte et al. [8]	Fathabadi [11]	Rabelo et al. [12]	Kong et al. [13]
1. Tipo de colector solar						
Placa plana con cubierta	x	x	x	x		
Placa plana sin cubierta					x	x
2. Aplicación						
Agua caliente sanitaria		x	x	x	x	x
Calentamiento de espacios	x					
3. País	China	Sudán	Brasil	Grecia	Brasil	China
4. Área del colector (m <sup>2</sup> )	4	4.22	1.65	2.42	1.57	2.1
5. Longitud del colector (m)	2	-	-	1.981	-	1.448
6. Validación	Experimental	Experimental y numérica	Experimental y numérica	Experimental	Experimental	Experimental

### 1.1. Descripción del colector solar

El diseño del equipo utilizado para el desarrollo del presente estudio consiste en un tubo donde ocurre el intercambio de energía al fluido de trabajo (agua) cubierto por una plancha metálica con dos aletas como se ilustra en la Figura 1.



**Figura 1.** Diagrama esquemático del colector solar

En busca de mejorar la transferencia de calor en el dispositivo y así incrementar de forma considerable su eficiencia, el material tomado en cuenta en el modelo del colector solar es cobre para la cubierta metálica con las alteas y el tubo por el que atraviesa el fluido de trabajo con dimensiones que se especifican en la Tabla 2, tomando en cuenta las variables que inciden directamente en el aumento de temperatura en el fluido, entre la entrada y la salida del colector.

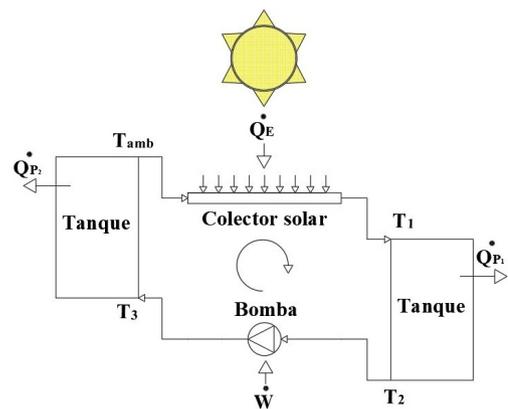
**Tabla 2.** Especificaciones detalladas del colector solar

Descripción	Especificación
Longitud del plato absorbente	0.960 m
Espesor del plato absorbente	0.001 m
Conductividad térmica del plato	387.6 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Densidad del material del plato	8978 kg·m <sup>-3</sup>
Espesor del plato	0.001 m
Diámetro del tubo conductor	0.0165 m
Espesor del tubo incremental y conductor	0.002 m
Área total	1.728 m <sup>2</sup>

### 1.2. Principio de funcionamiento del sistema

El fluido de trabajo inicia su recorrido en el sistema al ingresar a temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) en el colector solar donde gracias al calor transferido por la energía solar ( $Q_E$ ) alcanza una temperatura de salida ( $T_1$ )

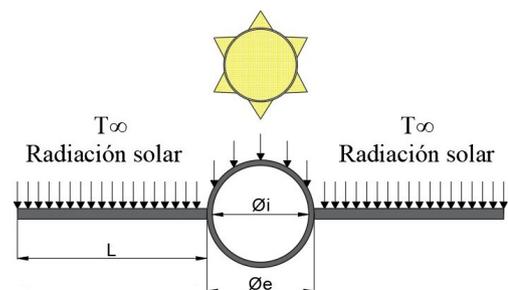
mayor a la de entrada, posteriormente ingresa a un tanque donde pierde parte del calor ganado ( $Q_{P1}$ ) hasta ingresar a la bomba donde gana un trabajo ( $W$ ) para trasladarse a un segundo tanque donde pierde el resto del calor ganado en el colector solar ( $Q_{P2}$ ) y reingresar al colector solar a temperatura ambiente como se detalla en la Figura 2.



**Figura 2.** Ciclo del fluido de trabajo en el colector solar

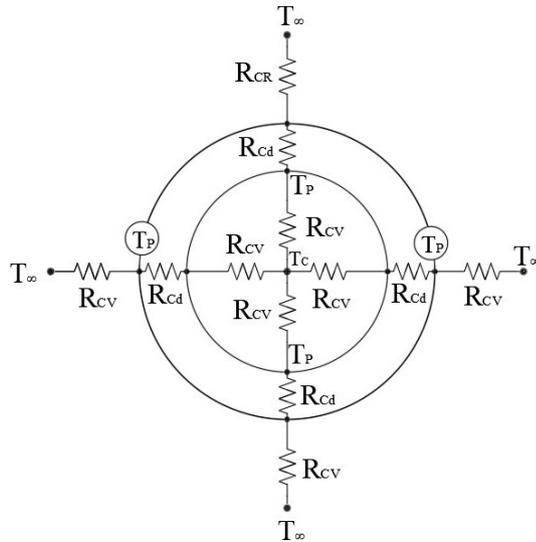
## 2. Materiales y métodos

En un colector solar el calor es transferido de tres formas diferentes: conducción, convección y radiación, las cuales ocurren debido a la radiación solar incidente en el dispositivo, la diferencia de temperatura que existe entre el fluido de trabajo y el aire en el ambiente ( $T_{\infty}$ ), tal como se aprecia en la Figura 3.



**Figura 3.** Transferencia de calor en un colector solar

La convección y radiación ocurre debido a la transferencia de calor a través del aire en el ambiente hasta la superficie del dispositivo y a la energía solar que recibe el colector, respectivamente. Mientras que la conducción sucede por la transferencia de calor entre la superficie del colector solar como se muestra en la Figura 4.



**Figura 4.** Red de resistencias térmicas en un colector solar

La transferencia de calor por conducción ( $q$ ), explicada por la ley de Fourier, es proporcional al gradiente de temperatura ( $dT/dx$ ) multiplicado por área ( $A$ ), a través de la cual se transfiere la energía; la relación de la temperatura local ( $T$ ), la distancia en la dirección del flujo de calor ( $x$ ) y la conductividad térmica ( $k$ ) se muestran en la Ecuación (1) [14].

$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

El intercambio de calor por convección ( $Q_{cv}$ ) para un modelo se puede expresar como el proceso de convección de calor entre las superficies internas y externas de la envoltura de una superficie como se expresa en la Ecuación (2) [15].

$$\dot{Q}_{cv} = h \cdot A_S \cdot (T_S - T_\infty) \quad (2)$$

Donde ( $h$ ) representa el coeficiente de transferencia de calor por convección, ( $A_S$ ) al área superficial, ( $T_S$ ) la temperatura de la superficie y ( $T_\infty$ ) la temperatura del fluido a cierta distancia de la superficie. Se debe considerar que la temperatura del fluido es igual a la de la superficie del sólido en la zona de contacto [16]. Al hablar de convección es importante clasificarla en dos tipos: natural o libre y forzada. La intensidad de la convección natural se mide por el número de

Grashof ( $Gr$ ) y Prandtl ( $Pr$ ), el cual se muestra en la Ecuación (3), estos números son característicos de la convección libre, pues al existir un incremento en estos números adimensionales, la transición el régimen de flujo se vuelve insignificante como afirman Meyer y Everts [17].

$$Gr = \frac{g \cdot \vartheta \cdot \beta \cdot (T_2 - T_1) \cdot L^3}{\mu^2} \quad (3)$$

Donde ( $g$ ) representa la gravedad, ( $\vartheta$ ) la densidad, ( $\beta$ ) el coeficiente de expansión volumétrica, ( $T_2$  y  $T_1$ ) son las temperaturas de frontera, ( $L$ ) la longitud de pared y ( $\mu$ ) la viscosidad dinámica [18]. La transferencia de calor por convección libre es cuantificable por medio del número de Nusselt, el cual varía en función de las condiciones en las que se produzca el intercambio de calor, en este caso siendo convección libre, se encuentra en dependencia del número adimensional de Rayleigh ( $Ra$ ) mostrado en la Ecuación (4), que resulta de la multiplicación del número de Grashof con Prandtl [19].

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_1) \cdot R^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (4)$$

Para lograr el cálculo correcto del número de Rayleigh es necesario tomar en cuenta al coeficiente de expansión volumétrica, la temperatura del fluido ( $T_2$ ), la temperatura de la pared del recinto ( $T_1$ ), el radio del recinto ( $R$ ), la viscosidad cinemática ( $\nu$ ) y la difusividad térmica ( $\alpha$ ) [20]. La radiación térmica es aquella energía emitida por cualquier tipo de materia que se encuentre a una temperatura mayor a cero y cuya difusión de energía se muestra en la Ecuación (5), donde se presenta [21].

$$q = k_a \cdot 4\sigma \cdot T^4 \quad (5)$$

En la Ecuación (5) se presenta la transferencia de calor de la fuente radiactiva ( $q$ ), la conductividad térmica ( $k_a$ ), la constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ) en unidades del Sistema Internacional (SI) y la distribución de temperatura debido al límite del medio físico ( $T$ ) [22].

## 2.1. Parámetros de entrada del fluido a un colector solar plano

Ciertas condiciones importantes en la admisión del fluido de trabajo en un colector solar plano fueron: velocidad, flujo másico, presión manométrica, temperatura ambiente, entre otros, como se aprecia en la Tabla 3, con una recopilación de diferentes investigaciones donde se muestran las condiciones de entrada de un colector solar.

**Tabla 3.** Condiciones del fluido a la entrada del colector solar

Propiedades	Cetina-Quiñones et al. [23]	Pang et al. [24]	Visa et al. [25]
Temperatura	45 °C	27 °C	20 °C
Flujo volumétrico	0.0167 L · s <sup>-1</sup>	0.05 L · s <sup>-1</sup>	—
Presión	—	—	300 kPa
Flujo másico	—	0.1 kg · s <sup>-1</sup>	0.02 kg · s <sup>-1</sup>
Diámetro interno	0.0254 mm	—	0.008 m
Fluido de trabajo	Agua	Agua	Agua
Material de la tubería	—	Cobre	Aluminio

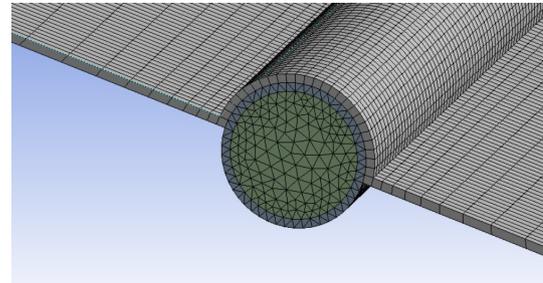
## 2.2. Mallado y modelado

Para analizar de manera correcta las diferentes propiedades de los sólidos, líquidos y gases con el *software* de simulación es necesario construir una malla computacional eficiente, que puede estar constituida por células piramidales, tetraédricas o hexaédricas que dividen al cuerpo en varios subconjuntos más pequeños [26]. Para generar un correcto mallado de la sección del fluido es recomendable utilizar células tetraédricas por su adaptabilidad con las regiones curvas por donde atraviesa el fluido.

La independencia del mallado es importante para determinar el número óptimo de malla, esto significa que la solución es independiente de la resolución de mallado. En el análisis 3D CFD es común llevar a cabo simulaciones utilizando diferentes tamaños de malla para comparar los resultados, a pesar de esto es posible encontrar variaciones menores al 0.5 % en temperaturas, mostrando la carencia de un impacto significativo en los resultados [27].

En el presente caso de estudio fue requerido un mallado diferenciado como se ilustra en la Figura 5. Para obtener el mallado se utilizó un método de *patch conforming* tipo tetrahédrico en las figuras curvas del fluido de trabajo y el tubo que lo contiene, *edge sizing* a lo largo de las uniones entre las aletas y el arco en la pared del colector con un ángulo de curvatura 5°, el cual se muestra en la Tabla 4 como malla 1, de esta forma, se utilizan hexaedros y tetraedros típicos en el análisis CFD de los colectores solares, distribución heterogénea de sus elementos y diferente número de elementos vecinos, lo que representan un mallado no estructurado para mejorar la convergencia del resultado [28].

Debido a la búsqueda de resultados con alta fiabilidad fue necesario establecer un mallado eficiente y, por consecuencia, con un número adecuado de nodos y elementos. Sin embargo, se realizó un análisis comparativo entre diferentes variedades de mallados con distintas calidades y número de elementos, como se muestra en la Tabla 4, para comprobar la eficiencia del mallado en la presente investigación; como resultado se tomó el modelo de malla 1 con rangos de excelente calidad señalados previamente.

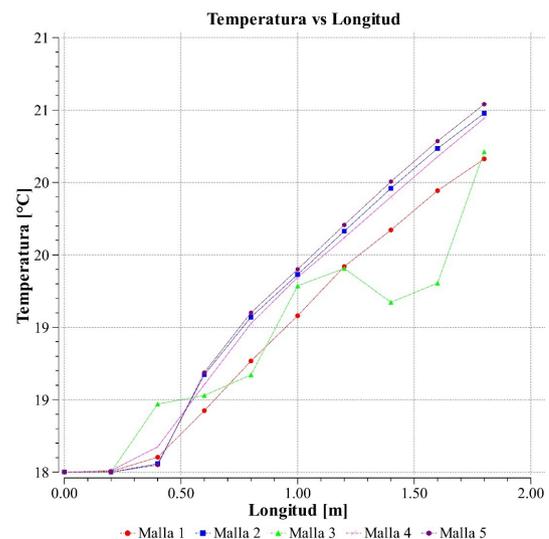


**Figura 5.** Malla del colector solar

**Tabla 4.** Tipos de mallado

Malla	Número de elementos	Promedio de <i>skewness</i>
1	2272823	0.23763
2	149286	0.32162
3	92901	0.42708
4	192792	0.30576
5	247324	0.27664

Con la ayuda de la calidad de la malla se puede apreciar en la Figura 6, el diferente tipo de tendencias que genera la simulación CFD con su variabilidad de resultados, lo cual, deriva en la selección final de un mallado en particular.



**Figura 6.** Variación de resultados con diferente mallado

El *software* de simulación CFD para realizar el modelado de los fluidos dinámicos emplea las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales toman en cuenta la conservación de la continuidad, el momento y la energía como se muestra en las Ecuaciones (6), (7) y (8), respectivamente [29].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla p + \nabla \cdot [\mu \times (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v} \cdot (\rho E + p)] = \nabla \cdot (k_{eff} \cdot \nabla T) + S_h \quad (8)$$

Al realizar la validación de los resultados de la simulación CFD es importante conocer el rango permisible de la variación que estos pueden tener con respecto a los valores experimentales del mismo estudio; este rango se puede medir con el error porcentual presentado en la Ecuación (9) y según distintos autores, el valor permisible se encuentra como máximo en 5.2 % [30].

$$Error \% = \frac{|X_{sim} - X_{exp}|}{X_{sim}} \quad (9)$$

### 3. Resultados y discusión

El módulo de radiación del *software* de simulación CFD, calculadora solar, permitió el análisis del colector solar de placa plana con parámetros de latitud (-0.225219), longitud (-78.5248) y diferentes horarios para determinar parámetros como temperatura superficial del dispositivo de transferencia de calor como se muestra en la Figura 7 (a y b) con horarios de 11:00 a 12:00, respectivamente, donde es posible apreciar una mayor distribución de temperatura debido al pico de radiación existente a las 12:00 con un valor máximo de 27.12 °C; la misma que se atenúa a medida que transcurre el tiempo como se aprecia a las 13:00 con un menor valor de temperatura en la superficie de la aleta de 24.63 °C.

La radiación incidente en el colector se encuentra directamente relacionada con el horario en el cual se realiza la prueba, como se aprecia en la Figura 8 (a y b), generando valores pico entre las 12:00 y las 13:15 con valores de radiación disponibles entre 650 y 800 W·m<sup>-2</sup>, respectivamente, influyendo de igual manera en la temperatura ambiente, un parámetro de suma importancia en la transferencia de calor hacia el dispositivo y su rendimiento.

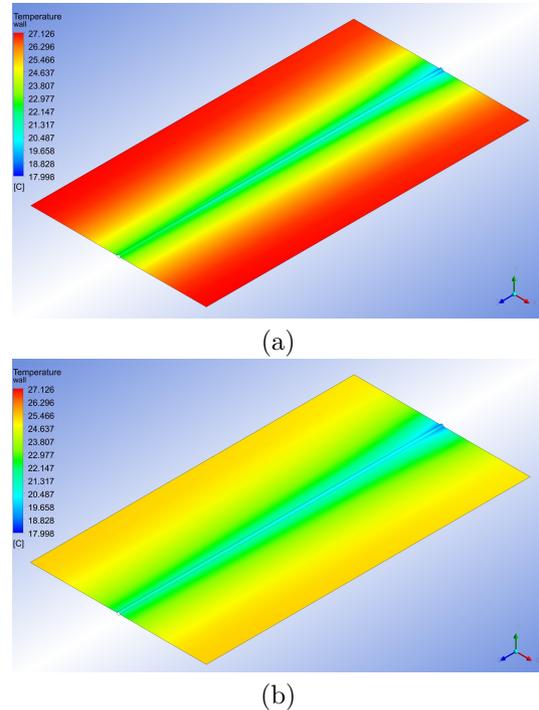


Figura 7. Temperatura en la pared exterior del colector solar

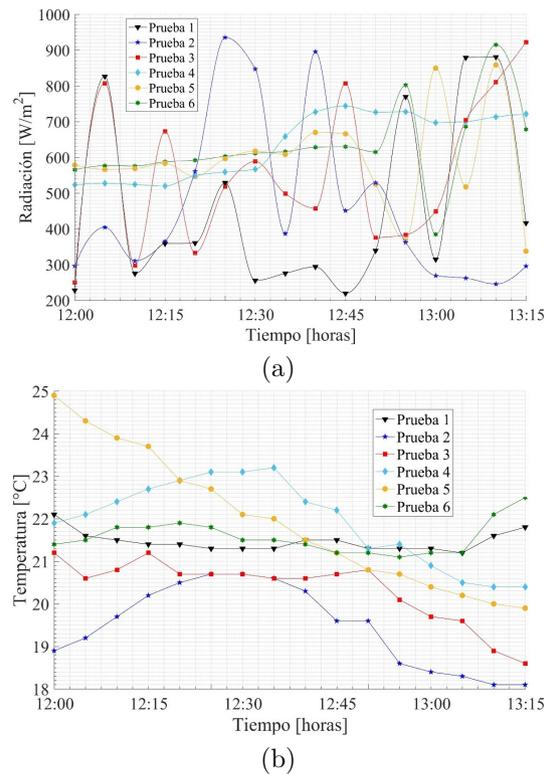
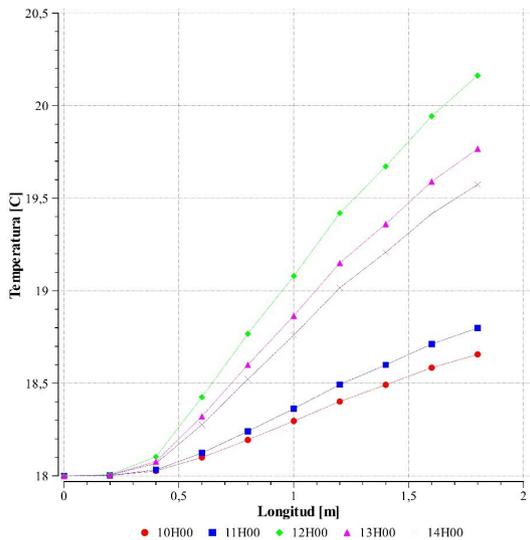


Figura 8. Variación de a) Radiación, b) Temperatura

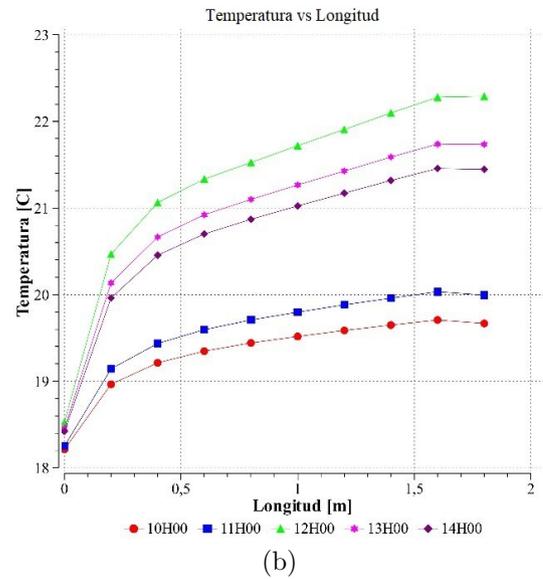
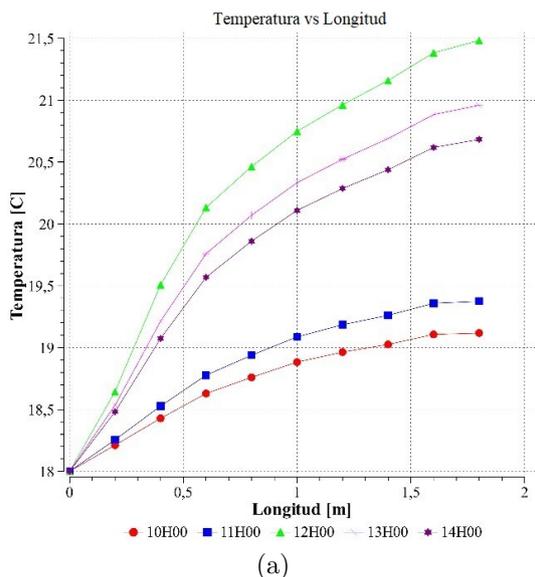
Debido a las variaciones comunes de los niveles de radiación que fluctúan entre 350 y 800 W·m<sup>-2</sup> en la zona con latitud y longitud establecidos previamente, junto con el cambio de temperatura y flujo de calor en

la superficie del dispositivo de transferencia de calor, es posible apreciar una mayor temperatura en el centro del fluido de trabajo a lo largo del centro del tubo en el colector solar en ciertos horarios específicos como se ilustra en la Figura 9, debido a esto, se determina que la mayor temperatura a la salida del colector ocurrirá a las 12:00 con un valor de 20.2 °C y con el menor valor de 18.65 °C a las 10:00 al recorrer la totalidad de la longitud del intercambiador de calor de placa plana.



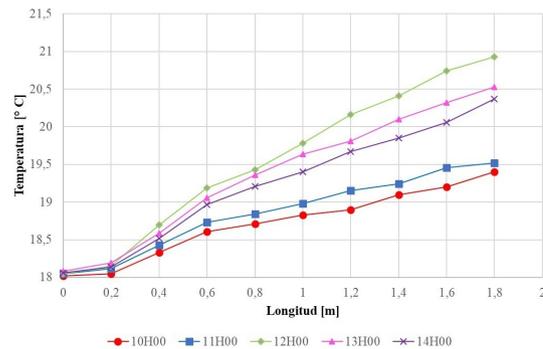
**Figura 9.** Diagrama comparativo de temperatura vs. longitud en el centro del colector

Es posible apreciar un mayor aumento de temperatura a medida que el fluido se acerca a la pared del tubo en el intercambiador de calor como se aprecia en la Figura 10 (a), donde la temperatura es medida a lo largo del colector solar en un espacio intermedio entre la pared del tubo y centro, adicionalmente se ilustra en la parte (b) de esta figura a la variación de temperatura en la pared del colector.



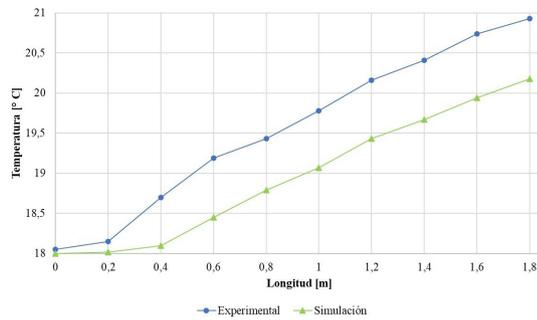
**Figura 10.** Diagramas comparativos de temperatura vs. longitud a) a ¼ de la superficie, b) superficie

Los resultados de la simulación CFD presentes en la Figura 9 muestran la misma tendencia que los resultados experimentales como se aprecia en la Figura 11 validando los resultados dentro de un margen de error del 4.01 % dentro del análisis en el centro del colector solar en los diferentes horarios.



**Figura 11.** Diagrama comparativo de temperatura vs. longitud con resultados experimentales

Al realizar el análisis comparativo entre los resultados experimentales con los determinados en la simulación numérica es posible encontrar una tendencia similar en ambos casos como se muestra en la Figura 12. De la misma manera, es posible apreciar un error porcentual máximo de 4.01 %, validando los datos experimentales y de la simulación.



**Figura 12.** Diagrama comparativo en el análisis experimental y numérico a las 12:00

## 4. Conclusiones

En el presente estudio el análisis del rendimiento de un colector solar de placa plana fue realizado mediante un *software* de simulación CFD en el cual se ha utilizado en las diversas simulaciones realizadas, la radiación solar en diferentes horarios, la cual influye directamente en la transferencia de energía térmica hacia el fluido de trabajo mostrando varios resultados.

El valor máximo de temperatura en el fluido a la salida del colector solar es de 20.16 °C presente a las 12:00, mientras que a las 10:00 se muestra la temperatura más baja de salida del fluido con 18.65 °C debido a la baja radiación solar propia de ese horario; valores que representan una tendencia favorable para la utilización del fluido en diferentes procesos, todo esto sin descartar el uso de procesos independientes de calentamiento de fluidos para alcanzar una temperatura específica en busca de cubrir una determinada necesidad.

Debido al pico de radiación presente a las 12:00, se genera un valor máximo de flujo de calor hacia el fluido de trabajo de  $96.02 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$  mostrando la mayor cantidad de transferencia de energía en todo el rango de análisis tomado en cuenta en la investigación. Es posible apreciar una variación en la temperatura de la superficie exterior del dispositivo de transferencia de calor acorde con los niveles de radiación típicos de los diferentes horarios estudiados mostrando un valor máximo de 27.12 °C y un valor mínimo de 20.48 °C a las 12:00 y 10:00 respectivamente. Finalmente, se puede corroborar que los resultados de la simulación al ser comparados con los datos experimentales difieren en un 4.01 %.

## Agradecimientos

Los autores agradecen a la Universidad Politécnica Salesiana, Universidad Pontificia Bolivariana y la alianza «Energética 2030» (Programa de Investigación con código No. 58667), de la convocatoria «778-2017 Ecosistema Científico» de COLCIENCIAS, financiado

por el Banco Mundial. El programa de investigación es administrado por el Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación (Minciencias) a través del contrato No. FP44842-210-2018.

## Referencias

- [1] L. Evangelisti, R. D. L. Vollaro], and F. Asdrubali, “Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 114, p. 109318, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109318>
- [2] J. Calle-Sigüencia and O. Tinoco-Gómez, “Obtención de ACS con energía solar en el cantón Cuenca y análisis de la contaminación ambiental,” *Ingenius*, no. 19, pp. 89–101, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.17163/ings.n19.2018.09>
- [3] L. M. Ayompe and A. Duffy, “Analysis of the thermal performance of a solar water heating system with flat plate collectors in a temperate climate,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, no. 1, pp. 447–454, 2013. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.06>
- [4] W. M. Hashim, A. T. Shomran, H. A. Jurmut, T. S. Gaaz, A. A. H. Kadhum, and A. A. Al-Amiery, “Case study on solar water heating for flat plate collector,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 666–671, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.09.002>
- [5] E. Arteaga-López, C. Ángeles-Camacho, and F. Bañuelos-Ruedas, “Advanced methodology for feasibility studies on building-mounted wind turbines installation in urban environment: Applying CFD analysis,” *Energy*, vol. 167, pp. 181–188, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.191>
- [6] A. Marroquín-De Jesús, J. M. Olivares-Ramírez, O. Jiménez-Sandoval, M. A. Zamora-Antuñano, and A. Encinas-Oropesa, “Analysis of flow and heat transfer in a flat solar collector with rectangular and cylindrical geometry using CFD,” *Ingeniería, Investigación y Tecnología*, vol. 14, no. 4, pp. 553–561, 2013. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1016/S1405-7743\(13\)72265-0](https://doi.org/10.1016/S1405-7743(13)72265-0)
- [7] E. Mohamed, S. Riffat, S. Omer, and R. Zeinelabdein, “A comprehensive investigation of using mutual air and water heating in multi-functional dx-samhp for moderate cold climate,” *Renewable Energy*, vol. 130, pp. 582–600, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.06.075>

- [8] W. M. Duarte, T. F. Paulino, J. J. G. Pabón, S. Sawalha, and L. Machado, “Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water,” *Solar Energy*, vol. 184, pp. 527–538, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.027>
- [9] A. X. Andrade Cando, W. Quitiaquez Sarzosa, and L. F. Toapanta, “CFD analysis of a solar flat plate collector with different cross sections,” *Enfoque UTE*, vol. 11, no. 2, pp. 95–108, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.29019/enfoque.v11n2.601>
- [10] W. Ji, J. Cai, J. Ji, and W. Huang, “Experimental study of a direct expansion solar-assisted heat pump (dx-sahp) with finned-tube evaporator and comparison with conventional dx-sahp,” *Energy and Buildings*, vol. 207, p. 109632, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109632>
- [11] H. Fathabadi, “Novel low-cost parabolic trough solar collector with tpct heat pipe and solar tracker: Performance and comparing with commercial flat-plate and evacuated tube solar collectors,” *Solar Energy*, vol. 195, pp. 210–222, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.057>
- [12] S. N. Rabelo, T. de F. Paulino, W. M. Duarte, S. Sawalha, and L. Machado, “Experimental analysis of the influence of water mass flow rate on the performance of a co2 direct-expansion solar assisted heat pump,” *International Journal of Chemical and Molecular Engineering*, vol. 12, no. 7, pp. 327–331, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1317384>
- [13] X. Kong, P. Sun, S. Dong, K. Jiang, and Y. Li, “Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with r134a in summer,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 91, pp. 12–19, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.04.021>
- [14] J. Lee and T.-H. Song, “Conduction/radiation combined heat transfer with contact resistance for application to vacuum insulation,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 129, pp. 380–388, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.085>
- [15] F. Jiang, Z. Li, Q. Zhao, Q. Tao, S. Lu, and K. Zhao, “The influence of exterior louver blinds’ geometric and thermal attributes on the convective heat transfer at building facades,” *Solar Energy*, vol. 193, pp. 654–665, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.09.074>
- [16] Y. Zhang, J. Wang, W. Liu, and Z. Liu, “Heat transfer and pressure drop characteristics of r134a flow boiling in the parallel/tandem microchannel heat sinks,” *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 1082–1095, 2017. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.067>
- [17] J. P. Meyer and M. Everts, “Chapter three - a review of the recent developments in laminar, transitional, quasi-turbulent and turbulent forced and mixed convective flow through horizontal tubes,” in *Advances in Heat Transfer*, ser. Advances in Heat Transfer, E. M. Sparrow, J. P. Abraham, J. M. Gorman, and W. Minkowycz, Eds. Elsevier, 2019, vol. 51, pp. 131–205. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/bs.aiht.2019.07.001>
- [18] S. MOJUMDER, S. A. H. A. Sourav, S. A. H. A. Sumon, and M. A. H. MAMUN, “Combined effect of reynolds and grashof numbers on mixed convection in a lid-driven t-shaped cavity filled with water-al2o3 nanofluid,” *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, vol. 27, no. 5, pp. 782–794, 2015. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(15\)60540-6](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(15)60540-6)
- [19] P. Sánchez-Palencia, N. Martín-Chivelet, and F. Chenlo, “Modelización del coeficiente de transmitancia térmica de módulos fotovoltaicos para integración en edificios,” in *XVI Congreso Ibérico y XII Congreso Iberoamericano de Energía Solar*, 2018. [Online]. Available: <https://bit.ly/2C4petH>
- [20] N. Rahbar, J. A. Esfahani, and E. Fotouhi-Bafghi, “Estimation of convective heat transfer coefficient and water-productivity in a tubular solar still - CFD simulation and theoretical analysis,” *Solar Energy*, vol. 113, pp. 313–323, 2015. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.12.032>
- [21] C.-H. Wang, Y.-Y. Feng, K. Yue, and X.-X. Zhang, “Discontinuous finite element method for combined radiation-conduction heat transfer in participating media,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 108, p. 104287, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104287>
- [22] B. P. Jelle, S. E. Kalnes, and T. Gao, “Low-emissivity materials for building applications: A state-of-the-art review and future research perspectives,” *Energy and Buildings*, vol. 96, pp. 329–356, 2015. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.024>

- [23] A. J. Cetina-Quiñones, A. Bassam, G. Hernández-Chan, I. Hernández Benítez, J. Hernández Reyes, and D. Lugo Chávez, “Modelación térmica de un colector solar de canal parabólico mediante el método de elementos finitos,” *Ingeniería*, vol. 21, no. 1, pp. 1–12, 2017. [Online]. Available: <https://bit.ly/2MYMg7D>
- [24] W. Pang, Y. Cui, Q. Zhang, G. J. Wilson, and H. Yan, “A comparative analysis on performances of flat plate photovoltaic/thermal collectors in view of operating media, structural designs, and climate conditions,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 119, p. 109599, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109599>
- [25] I. Vișa, M. Moldovan, and A. Duță, “Novel triangle flat plate solar thermal collector for facades integration,” *Renewable Energy*, vol. 143, pp. 252–262, 2019. [Online]. Available: <https://bit.ly/30Jsxkr>
- [26] D. H. Lobón, E. Baglietto, L. Valenzuela, and E. Zarza, “Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD,” *Applied Energy*, vol. 113, pp. 1338–1348, 2014. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.08.046>
- [27] A. Aghagoli and M. Sorin, “Thermodynamic performance of a CO<sub>2</sub> vortex tube based on 3d CFD flow analysis,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 108, pp. 124–137, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.022>
- [28] Z. Badiei, M. Eslami, and K. Jafarpur, “Performance improvements in solar flat plate collectors by integrating with phase change materials and fins: A CFD modeling,” *Energy*, vol. 192, p. 116719, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116719>
- [29] L. Zhou, Y. Wang, and Q. Huang, “CFD investigation of a new flat plate collector with additional front side transparent insulation for use in cold regions,” *Renewable Energy*, vol. 138, pp. 754–763, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.02.014>
- [30] D. G. Gunjo, P. Mahanta, and P. S. Robi, “CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition,” *Renewable Energy*, vol. 106, pp. 24–36, 2017. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.12.041>