Ingeniería Investigación y Tecnología
Volume XXVII (Issue 1), January-March 2026 1-15
ISSN 2594-0732 FI-UNAM Peer-reviewed article
Article information: Received: August 6, 2024, reevaluated: March 24, 2025, accepted: October 13, 2025.
Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International (CC BY-NC-ND 4.0) license
https://doi.org/10.22201/fi.25940732e.2026.27.1.002

Diseño y evaluación de un tubo absorbedor con aletas acoplado a un concentrador parabólico compuesto

Design and evaluation of a finned absorber tube coupled to a compound parabolic concentrator

Rojas-Valdez, David
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: drojasv994@alumno.uaemex.mx
https://orcid.org/0000-0002-2917-558X

Díaz-Delgado, Carlos (Corresponding author)
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: cdiazd@uaemex.mx
https://orcid.org/0000-0001-6245-070X

López-Rebollar, Boris Miguel
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: bmlopezr@uaemex.mx
https://orcid.org/0000-0002-6914-0787

García-Pulido, Daury
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: dgarciap@uaemex.mx
https://orcid.org/0000-0003-2090-7294

Salinas-Tapia, Humberto
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: hsalinast@uaemex.mx
https://orcid.org/0000-0002-0075-6997

Posadas-Bejarano, Abad
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: aposadasb@uaemex.mx
https://orcid.org/0000-0001-6186-0360

Mohedano-Castillo, Martha Fernanda
Universidad Autónoma del Estado de México
Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
E-mail: mmohedanoc008@alumno.uaemex.mx
https://orcid.org/0009-0003-6685-2345

Resumen

Se propone el uso de aletas internas para incrementar el área de transferencia de calor en un tubo absorbedor integrado con un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC). El objetivo del trabajo fue diseñar y evaluar una nueva geometría de tubo absorbedor para un CPC, con el propósito de mejorar la transferencia de energía térmica al fluido contenido en su interior. El análisis se realizó mediante simulación numérica basada en el método de elementos finitos (MEF) sobre diferentes geometrías y dimensiones del tubo absorbedor para determinar la geometría con mejor desempeño térmico. Los resultados de las simulaciones con MEF fueron analizados utilizando un Diseño Factorial Completo, en el que se estudiaron los factores de espesor de la aleta, longitud de la aleta y número de aletas en el interior del tubo para identificar la configuración que logra mayor temperatura interna. Se construyeron los modelos físicos del CPC y del tubo absorbedor con las aletas de mejor rendimiento térmico teórico, así como otro tubo sin aletas para contrastar los resultados. La operación simultánea de ambos modelos físicos se llevó a cabo en abril, seis horas diarias durante siete días, para evaluar experimentalmente la energía transferida al fluido dentro del tubo. Los resultados muestran que el tubo con cuatro aletas de 3.18 mm (1/8") de espesor y 31.75 mm (1 ½") de longitud concentra la mayor temperatura. En la fase experimental, se alcanzó una temperatura máxima de 180°C en el dispositivo con aletas, lo que representa un aumento de 20 % respecto al tubo sin aletas.
Descriptores: Energía solar, concentrador solar, MEF, calor, aletas.

Abstract

The use of internal fins is proposed to increase the heat transfer area in an absorber tube integrated with a Compound Parabolic Concentrator (CPC). The objective was to design and evaluate a new absorber tube geometry for a CPC, aiming to transfer higher temperature to the fluid inside the tube. The use of internal fins is proposed to increase the heat transfer area in an absorber tube integrated with a Compound Parabolic Concentrator (CPC). The analysis was carried out through numerical simulation based on the Finite Element Method (FEM) applied to different tube geometries and dimensions to determine the configuration with the best thermal performance. The results of the FEM simulations were analyzed using a Full Factorial Design, in which the factors of fin thickness, fin length, and number of fins inside the tube were studied to identify the configuration that achieves the highest internal temperature. Physical models of the CPC and the absorber tube with the fins yielding the best theoretical thermal performance were constructed, together with another tube without fins for comparison. Both physical models were simultaneously operated for seven days, six hours per day, in April, to experimentally evaluate the energy transferred to the fluid inside the tube. The results show that the tube with four fins, each 3.18 mm (1/8") thick and 31.75 mm (1½") long, concentrates the highest temperature. During the experimental phase, the fined tube reached a maximum temperature of 180 °C, corresponding to a 20 % increase relative to the tube without internal fins.
Keywords: Solar energy, solar concentrator, MEF, heat, fins.

Introducción

Un colector solar se define como un sistema que capta la energía solar y la transforma en energía térmica (Kalogirou, 2014). Dichos colectores pueden tener diferentes geometrías de concentración o simplemente ser planos. Adicionalmente, un concentrador es un dispositivo basado en óptica que tiene la capacidad de alcanzar altas temperaturas comparado con un colector plano (González & Mejía, 2018).

Concentradores solares con y sin formación de imagen

Los concentradores solares se pueden clasificar a partir de la formación o no de imagen. Se denominan concentradores con formación de imagen a aquellos donde en el absorbedor se forma una imagen virtual del Sol. A estos últimos pertenecen los colectores planos y los concentradores con espejos planos, espejos parabólicos, Fresnel y helióstatos. Este tipo de concentradores solares son los más comunes debido a su potencial energético y variedad de aplicaciones (Duffie & Beckman, 2013).

En contraste, los concentradores solares sin formación de imagen también llamados de óptica anidólica no forman una imagen virtual del Sol en el absorbedor, permitiendo alcanzar las máximas concentraciones termodinámicamente posibles. El concentrador más empleado es el Concentrador Parabólico Compuesto (por sus siglas en ingles CPC) (Winston *et al.*, 2005). Una de las ventajas de utilizar concentradores solares de óptica anidólica es que permiten alcanzar la máxima concentración de energía para una determinada ventana angular (González & Mejía, 2018).Ver Figura 1.

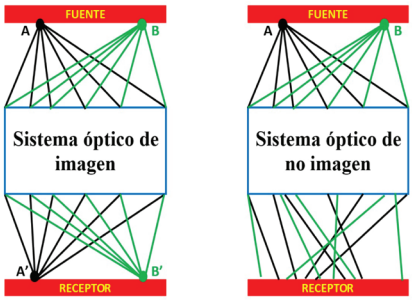

Figura 1. Óptica con y sin imagen.

Es importante mencionar que la capacidad de un concentrador es medida a partir del factor de concentración, que indica el número de veces que se puede elevar el flujo radiativo que incide en el receptor respecto al flujo radiativo que incide en una superficie plana sin concentración.

Se puede definir de forma geométrica al factor de concentración como el número de veces que el área de apertura (Aa) es mayor que el área receptora (Ar). Por ello, el factor de concentración geométrico (C) se define por la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 2013) y es un elemento clave para evaluar la capacidad radiativa de un concentrado:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \tag{1}$$

De acuerdo con González & Rincón (2018), existe un límite termodinámico para el factor de concentración basado en la segunda ley de la termodinámica aplicada al intercambio de radiación entre una fuente (el Sol) y un receptor, considerando que ambos son cuerpos negros, emisores y receptores perfectos. El límite termodinámico para el factor de concentración de un concentrador circular se calcula a partir de la siguiente expresión (González & Mejía, 2018):

$$\left(\frac{A_a}{A_r}\right) circular, máx = \frac{1}{\sin^2 \theta_a} \tag{2}$$

Por su parte, el límite termodinámico para el factor de concentración de un concentrador lineal se calcula como:

$$\left(\frac{A_a}{A_r}\right) lineal, máx = \frac{1}{\sin^2 \theta_a} \tag{3}$$

En donde θ_a equivale a la mitad del ángulo de aceptación, este indica el área de apertura del concentrador y permite la entrada de los rayos solares. Aquellos que tengan un ángulo de incidencia menor o igual con θ_a, ingresan por el área de apertura del concentrador. Con esto se limita y establece el rango de captación de rayos solares de manera controlada. La ventaja de los concentradores solares de no imagen es que no necesitan de un sistema de seguimiento solar, ya que gracias a su configuración geométrica es posible aprovechar la radiación solar directa (G_b), difusa (G_d) y reflejada por la superficie terrestre (G_g).

Concentrador Parabólico Compuesto–CPC

A mediados de la década de los 60's surge el desarrollo del CPC. Esto ocurre, a partir de las investigaciones de: Baranov, V. K. en la URSS, Martin Ploke en Alemania y Roland Winston en González & Mejía (2018). En un

principio, el CPC fue diseñado para la detección de radiación Cherenkov durante la realización de experimentos físicos de alta energía. Posteriormente, el CPC fue empleado para la concentración solar debido a que tiene la capacidad de aprovechar la energía solar directa, difusa y terrestre.

Una de las aplicaciones más consolidadas de los CPC se encuentra en los sistemas de calentamiento de agua a media temperatura (hasta 180 °C), en los cuales superan de manera significativa el rendimiento de los colectores planos (Najafi *et al.*, 2015). Igualmente, su capacidad para operar sin seguimiento solar preciso los ha posicionado como una tecnología ideal para la destilación solar de agua y la pasteurización en comunidades rurales, demostrando eficacia en la desinfección de agua con bajo costo de mantenimiento (Mortazavi & Maleki, 2020). En el ámbito de la arquitectura, los CPCs se han utilizado en fachadas y muros para proporcionar calefacción e iluminación natural, aprovechando su capacidad para captar radiación difusa (Ortega *et al.*, 2017). Recientemente, su potencial se ha extendido a aplicaciones de mayor requerimiento térmico, como el procesamiento industrial de calor y, de manera crucial, como el concentrador primario o secundario en sistemas fotovoltaicos de concentración (CPV), donde homogenizan el flujo lumínico sobre las celdas multiunión, aumentando su eficiencia y vida útil (Samykano, 2023). Esta diversidad de aplicaciones subraya la relevancia de continuar con investigaciones, como la presente, orientadas a optimizar componentes clave como el absorbedor para maximizar el potencial energético de esta tecnología.

El estudio de los CPCs y sus absorbedores ha sido un campo activo de investigación en la última década. Por ejemplo, Asaad Yasseen *et al.* (2022) analizaron el efecto de diferentes recubrimientos selectivos en el tubo absorbedor, encontrando mejoras en la eficiencia del 15 %. Por su parte, el estudio de Akhtar *et al.* (2020) propuso el uso de nanofluidos como medio de transferencia de calor, reportando un incremento significativo en el coeficiente de convección. Sin embargo, estas investigaciones se han centrado principalmente en modificar las propiedades de la superficie, o del fluido, dejando relativamente menos explorada la optimización de la geometría interna del tubo absorbedor para potenciar la transferencia de calor mediante la adición de aletas. En efecto, con base en la revisión de literatura, se observó que, a pesar del importante potencial como dispositivo de transferencia térmica, se han desarrollado pocas investigaciones que analizan el acoplamiento de aletas en el tubo absorbedor de un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) (Barrón *et al.*, 2021).

Estudios previos han explorado el uso de aletas en absorbedores de CPC, como el diseño con aletas segmentadas que incrementó un 37 % la eficiencia térmica (Barrón *et al.*, 2021). Investigaciones con aletas radiales en tanques solares demostraron mejoras en transferencia de calor (Chaabane *et al.*, 2013), mientras que geometrías en "V invertida" optimizaron el rendimiento óptico (Lara *et al.*, 2021). Las revisiones sistemáticas de literatura han destacado el potencial de las aletas en los CPC (Tian *et al.*, 2018), aunque su implementación práctica continúa siendo limitada. Este trabajo busca contribuir en el desarrollo y perfeccionamiento de aletas internas como una innovación destinada a mejorar la transferencia térmica en absorbedores tubulares. Así, la configuración adoptada en esta investigación representa una propuesta novedosa orientada a favorecer el incremento de la transferencia de calor en el interior del tubo absorbedor de un CPC.

Diseño optogeométrico de un CPC

En coordenadas paramétricas, la descripción para un CPC con absorbedor cilíndrico se obtiene para los ejes coordenados (x,y). La superficie reflectora se determina a partir de que en cualquier punto P donde incida el rayo de luz, la normal $\hat{n}_i$ a la superficie reflectora bisecte el ángulo entrante entre la tangente y al absorbedor que pasa por P, y el rayo incidente (González & Mejía, 2018).

En la Figura 2, los arcos que se forman con los puntos AB y AC de la superficie reflectora son involutas de los arcos descritos por AF y AG del absorbedor cilíndrico. Las ecuaciones paramétricas adimensionales que los satisfacen son las siguientes (González & Mejía, 2018):

$$r_i^*(t) = \begin{cases} x^*(t) = \sin t + t\cos t \\ y^*(t) = \cos t - t\sin t \end{cases} \qquad 0 \le t \le \frac{\pi}{2} + \theta_a \tag{4}$$

$$r_c^*(t) = \begin{cases} x^*(t) = \cos t \\ y^*(t) = \sin t \end{cases} \qquad 0 \le t \le 2\pi \tag{5}$$

Los arcos que se forman por los puntos BE y CD se denominan anticáustica y las ecuaciones paramétricas que la describe son las siguientes (González & Mejía, 2018):

$$r_a^*(t) = \begin{cases} x^*(t) = \dfrac{\cos(t-\theta_a)\cos\theta + \sin t\left(\dfrac{\pi}{2} + t + \theta_a\right)}{1+\sin(t-\theta)} - \sin\theta_a \\ y^*(t) = \dfrac{\cos(t-\theta_a)\sin\theta_a - \cos t\left(\dfrac{\pi}{2} + t + \theta_a\right)}{1+\sin(t-\theta_a)} + \cos\theta_a \end{cases} \tag{6}$$

$$\frac{\pi}{2} + \theta_a \le t \le \frac{3\pi}{2} - \theta_a$$

Donde:

θ_a = ángulo de apertura [rad]
r = radio [m] del absorbedor del CPC
t = parámetro de los perfiles del CPC

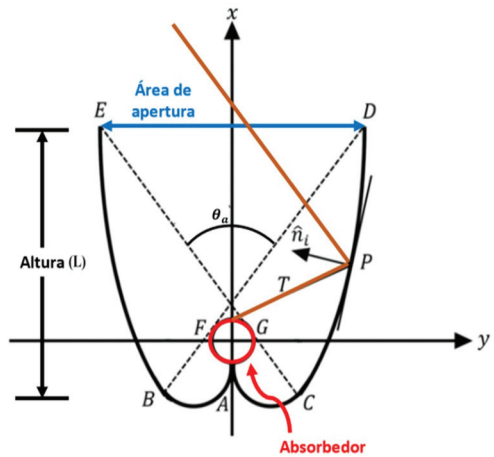

Figura 2. Geometría de un CPC.

Truncamiento de un CPC con absorbedor cilíndrico

Los CPC tienen una desventaja comparados con otros sistemas de menor concentración, es que a medida que el factor de concentración incrementa, su altura también aumenta, resultando en sistemas muy altos. Por ello, se han desarrollado propuestas de criterios que permiten truncar estos sistemas. Esto favorece la reducción de costos sin afectar en mayor medida el rendimiento del dispositivo (González & Mejía, 2018).

Criterio de Mc Intire adaptado por Ortega

Este criterio es menos complejo y presenta un buen desempeño. Sin embargo, es importante mencionar que este criterio fue propuesto por Mc Intire en 1979. El criterio propone lo siguiente (Sandoval, 2015):

a) Diseñar un CPC empleando un factor de concentración 10 % mayor al deseado.

   i) En relación con el inciso (a) es posible obtener la coordenada en el eje x que indica un medio del ancho del área de apertura del CPC cuando $t \leq 3\pi / 2 - \theta_a$ y se tiene:

$$x = r\left(\sin\left(\frac{3\pi}{2}-\theta_a\right) - \frac{\frac{\pi}{2}+\theta_a+t-\cos(t-\theta_a)}{1+\sin(t-\theta_a)}\cos\left(\frac{3\pi}{2}-\theta_a\right)\right) \tag{7}$$

b) Calcular la nueva coordenada en x que indica un medio del ancho en área de apertura del CPC, pero ahora empleando la siguiente expresión:

$$x_{nueva} = \frac{c_{deseada}\pi d}{2} = C_{deseada}\pi r \tag{8}$$

A partir de esto, se tiene que:

$$\left(x\left(\frac{3\pi}{2}-\theta_a\right), y\left(\frac{3\pi}{2}-\theta_a\right)\right) \tag{9}$$

(x_{nueva}, y_{nueva})

c) Se debe identificar la coordenada en el eje y para obtener la altura de truncamiento correspondiente a x_{nueva}. En la Figura 3 se describe gráficamente el truncamiento de un CPC.

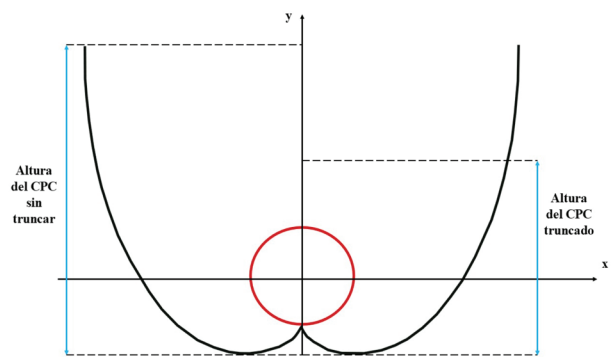

Figura 3. Gráfico del truncamiento de un CPC según el criterio propuesto por Ortega (2008).

Es importante señalar que, para reducir costos de construcción del dispositivo, la optimización geométrica de los CPCs se ha centrado principalmente en el truncamiento del reflector (Zhang *et al.*, 2015). No obstante, la innovación en la geometría del absorbedor mismo representa una mejora con un gran potencial. Mientras que estudios como el de Xu *et al.* (2020) han modelado la transferencia de calor en tubos lisos, y Alkhafaji *et al.* (2022) exploraron aletas externas en colectores de placa plana. Con base en lo anterior, se identificó la existencia de una brecha en la evaluación de aletas internas en los tubos absorbedores de los CPCs, específicamente mediante el uso de modelos físicos y de simulación numérica, así como la implementación de métodos estadísticos para identificar cómo incrementar la energía concentrada en el ansorbedor.

En lo que respecta específicamente a la modelación de aletas en sistemas solares, Ammar *et al.* (2020) imple-

mentaron un análisis unidimensional para evaluar aletas longitudinales en colectores de aire, mientras que Hasan & Suffer (2024) implementaron un modelo numérico para aletas anulares en intercambiadores de calor. Sin embargo, estos trabajos se han centrado en configuraciones convencionales y no abordan la interacción específica entre la geometría de aletas rectangulares y el perfil de flujo dentro de un tubo absorbedor cilíndrico bajo condiciones de concentración solar. Esta falta de estudios sistemáticos sobre la optimización multivariable de aletas internas mediante simulación numérica en CPCs resalta la necesidad del presente trabajo.

Por lo antes descrito, se propuso el empleo de aletas como una innovación en la configuración geométrica para incrementar el área de transfrencia de calor y, su efecto sobre la superficie del tubo absorbedor hacia el interior del mismo. En el presente trabajo se utilizó un diseño factorial completo (DFC) realizado con el software Minitab (Minitab, LLC, 2022) con el objetivo de identificar la mejor configuración geométrica del tubo absorbedor empleando tres factores: Número de aletas, longitud de las aletas y espesor. Para ello, se simuló numericamente bajo un esquema estacionario el grupo de escenarios identificados por el diseño factorial. Asimismo, se determinó el uso de aletas rectangulares debido a su fácil manufactura y posterior disposición dentro del tubo absorbedor. Por lo anterior, fue necesario determinar la eficiencia térmica de las aletas rectangulares (Figura 4) la cual está en función de las variables L, t y w.

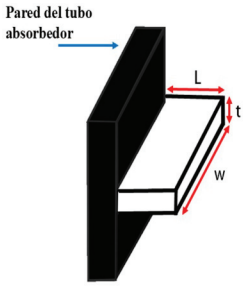

Figura 4. Aleta rectangular.

Ecuaciones gobernante

Primeramente, se considera el caso de la transferencia de calor unidimensional en estado estacionario y sin generación de energía (para este caso sólo es de interés el efecto de la energía en dirección de la transferencia de calor):

$$\frac{d}{dx}\left(k\frac{dT}{dx}\right)=0 \tag{10}$$

Partiendo de la ley de Fourier de la transferencia de calor:

$$q_x=-\left(k\frac{dT}{dx}\right) \tag{11}$$

A partir de lo anterior, se puede deducir que el flujo de calor en la dirección de la transferencia es una constante, es decir:

$$\frac{dq_x}{dx}=0 \tag{12}$$

Por tal motivo, la ecuación de la transferencia de calor a través de una aleta es:

$$\frac{d^2t}{dx^2}+\left(\frac{1}{A_c}\frac{dA_c}{dx}\right)\frac{dT}{dx}-\left(\frac{1}{A_c}\frac{h}{k}\frac{dA_s}{dx}\right)\left(T-T_\infty\right)=0 \tag{13}$$

Para este caso, el análisis a considerar es en una aleta de sección transversal uniforme y de acuerdo con la geometría de aleta propuesta el análisis de ésta se considera un extremo adiabático, ya que la pérdida de calor por convección en el extremo es despreciable para aletas con mL > 2.5 (Kraus *et al.*, 2000):

$$\frac{\theta_x}{\theta_b}=\frac{\cos h(m(L-x))}{\cos h(mL)} \tag{14}$$

$$q_f=(kA_cm)\theta_b\tan h(mL) \tag{15}$$

La eficiencia térmica de la aleta se define como la razón entre el calor real que es transferido a través de la aleta y el que se transferiría si estuviera a la temperatura de la base, por lo tanto:

$$\eta_f=\frac{q_f}{q_{ideal}} \tag{16}$$

Considerando a:

$$q_{ideal}=hA_s\theta_b \tag{17}$$

Donde $A_s = PL$.

Sustituyendo la expresión 15 y 17 en 16 se tiene:

$$\eta_f = \frac{kA_C m\theta_b \tan h(mL)}{hA_s\theta_b} = \frac{kA_c m \tan h(mL)}{hPL} \tag{18}$$

Usando:

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \tag{19}$$

Sustituyendo 19 en 18:

$$\eta_f = \frac{\left(kA_c\sqrt{\frac{hP}{kA_c}}\right)\tan h(mL)}{hPL} = \frac{\sqrt{hPkA_c}\,\tan h(mL)}{hPL} \tag{20}$$

Cancelando térmimos:

$$\eta_f = \frac{\tan h(mL)}{\sqrt{\frac{hP}{kA_c}}L} = \frac{\tan h(mL)}{mL} \tag{21}$$

De acuerdo con el análisis planteado para la aleta rectangular con extremo adiabático y activo, y utilizando una longitud de aleta corregida de la forma Lc, se tiene que para una aleta rectangular:

$$L_c = L + t/2 \tag{22}$$

En función de lo anterior, se destaca que el análisis propuesto para este trabajo es en tres dimensiones por lo que las expresiones anteriores son la base para el desarrollo de la simualación numérica.

Materiales y métodos

La Figura 5 muestra el diagrama de flujo que describe el método utilizado para el desarrollo de este trabajo.

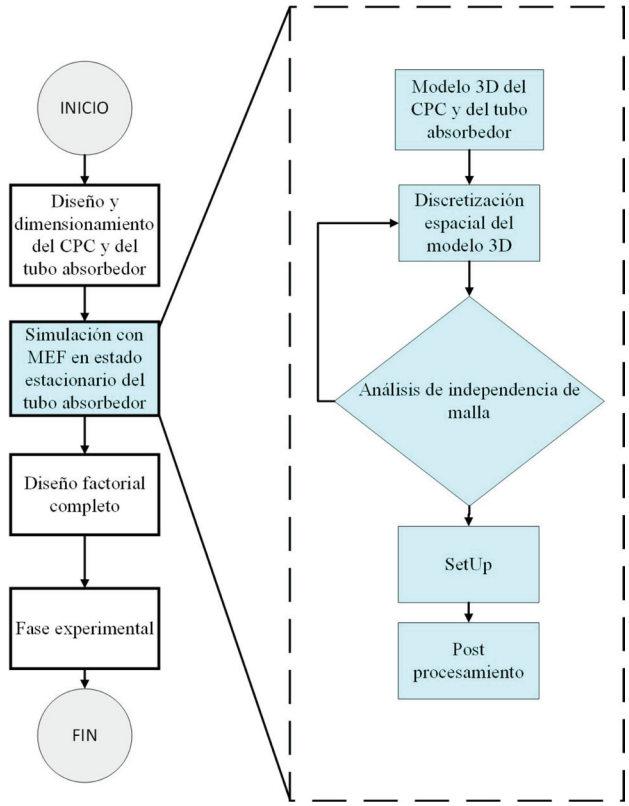

Figura 5. Diagrama de flujo del método desarrollado en esta investigación.

Diseño y dimensionamiento del CPC y del tubo absorbedor

El diseño del dispositivo se propuso con el uso de materiales comerciales, con la finalidad de construir el modelo físico para validar los resultados obtenidos en la simulación númerica. Un parámetro de suma importancia es el diámetro del tubo absorbedor, el cual se estableció de 10.16 cm (4”) de acero. La cubierta de vidrio del CPC tiene dimensiones de 1 m de largo por 0.36 m de ancho.

Por su parte, la temperatura de estancamiento propuesta para este análisis es de 180 °C, con una relación de concentración de 1.71 soles y un ángulo de apertura de 35.7°(0.623 radianes). Por ello, una vez que se determinaron los parámetros C y θ_a se obtuvieron las ecuaciones paramétricas del CPC para el trazo geométrico de este concentrador:

$$\text{Involutas} \rightarrow r^*_i(t) = \begin{cases} x^*(t) = \sin t + t\cos t \\ y^*(t) = \cos t - t\sin t \end{cases}$$

$$0 \le t \le \frac{\pi}{2} + 0.623 \tag{23}$$

*Parábolas macrofocales → $r_a^*(t) =$

$$\begin{cases} x^*(t) = \dfrac{\cos(t-0.623)\cos 0.623 + \sin t\left(\dfrac{\pi}{2}+t+0.623\right)}{1+\sin(t-0.623)} - \sin 0.623 \\ y^*(t) = \dfrac{\cos(t-0.5447)\sin 0.623 - \cos t\left(\dfrac{\pi}{2}+t+0.623\right)}{1+\sin(t-0.623)} + \cos 0.623 \end{cases}$$

$$\frac{\pi}{2}+0.623 \le t \le \frac{3\pi}{2}-0.623 \tag{24}$$

Diseño del tubo absorbedor

Los diseños actuales de tubos absorbedores para CPC suelen utilizar aletas externas o superficies lisas (Barrón, 2021). En este trabajo se propone una configuración innovadora con aletas internas para aumentar la transferencia de calor hacia el fluido en el interior del tubo, solución que no ha sido reportada en sistemas similares.

El desarrollo de un diseño factorial completo (DFC) empleó tres factores: Longitud, espesor y número de aletas. Cada uno de los factores cuenta con un número de niveles correspondientes a estos. Para el factor de longitud, los niveles que se consideraron fueron 12.7 mm (1/2″), 25.4 mm (1″), y 31.75 mm (1 ½″) de longitud (*L*) de la aleta. Los niveles del espesor son dos: 3.18 mm (1/8″) y 4.76 mm (3/16″). Por último, el número de aletas se analizó en dos niveles 4 y 5 aletas. En la Figura 6 se pueden apreciar las combinaciones que resultaron de la interacción de cada nivel de los factores. Se determinó el uso de aletas rectangulares debido a su fácil manufactura y posterior disposición dentro del tubo absorbedor.

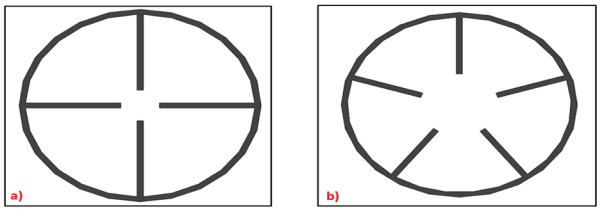

Figura 6. Corte transversal del tubo absorbedor: a) con cuatro aletas, b) con cinco aletas.

Modelo del tubo absorbedor

Se analizaron los tubos absorbedores con diferentes longitudes de aletas y número de estas. El análisis del tubo absorbedor contempló 4 y 5 aletas con la finalidad de determinar cuál es el número óptimo que permite concentrar una mayor temperatura en el fluido que se encuentra dentro del CPC. La longitud de las aletas se determinó con base en las medidas comerciales de solera de acero. En la Tabla 1 se muestran las medidas de la solera que fue considerada para el uso de las aletas dentro del tubo absorbedor del CPC.

Tabla 1. Dimensiones de la solera ocupada para la fabricación de aletas.

Longitud	Espesor
12.7 mm (1/2″)	
25.4 mm (1″)	3.18 mm (1/8″)
38.1 mm (1 ½″)	
12.7 mm (1/2″)	
25.4 mm (1″)	4.76 mm (3/16″)
38.1 mm (1 ½″)	

La selección de la mejor configuración de las aletas dentro del tubo absorbedor se llevó a cabo considerando los resultados obtenidos en las simulaciones mediante MEF en estado estacionario.

Simulación con MEF del tubo absorbedor

Se simuló la transmisión de calor en el tubo absorbedor utilizando el software ANSYS (ANSYS, Inc., 2019) el cual cuenta con el módulo Steady State Thermal que permite simular los fenómenos de transferencia de calor en estado estacionario. Estas simulaciones tienen como objetivo alimentar de información al DFC para determinar la mejor configuración del tubo absorbedor que concentre la mayor temperatura dentro de este.

Modelo 3D del tubo absorbedor

Esta primera etapa del proceso de simulación consiste en generar la geometría de interés. En este proceso se utilizó el software SolidWorks 2020 (Dassault Systèmes, 2020) para desarrollar el modelo tridimensional detallado del tubo absorbedor, y así posteriormente exportar la geometría a la interfaz de ANSYS. La Figura 7 muestra un ejemplo del modelo 3D del tubo absorbedor con aletas y se resalta la superficie y el volumen interno que idealiza el elemento receptor de la energía térmica transferida, en este caso el fluido en el interior.

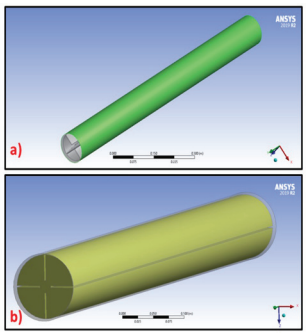

Figura 7. Modelo geométrico del tubo: a) superficie del tubo absorbedor (acero), b) volumen interno del tubo absorbedor (agua).

Discretización espacial (mallado)

Esta etapa del proceso de simulación mediante MEF discretiza el dominio analizado, para este caso, el tubo absorbedor y el volumen de líquido en su interior. Para la geometría descrita se utilizó una malla hexaédrica no estructurada con un tamaño de elemento de 0.8 mm y una calidad ortogonal mayor a 0.79. En total se emplearon 2 545 631 elementos. La Figura 8 muestra el mallado generado en el tubo absorbedor y su volumen interior.

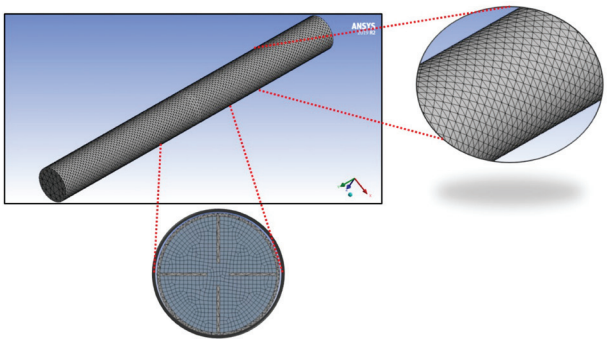

Figura 8. Discretización espacial del modelo 3D.

Modelo conceptual del fenómeno

En esta sección se definen las propiedades de los materiales utilizados. En efecto, dado que se trata de un análisis de transferencia de calor se deben determinar los valores de conductividad térmica y temperatura inicial. De igual manera, se establecen los valores de las condiciones iniciales y de frontera. Referente a las condiciones iniciales y de frontera (Figura 9) se considera un flujo de calor de 600 W/m^2. Por su parte, las iniciales se establecieron en el fluido dentro del tubo absorbedor con una temperatura inicial de 15°C.

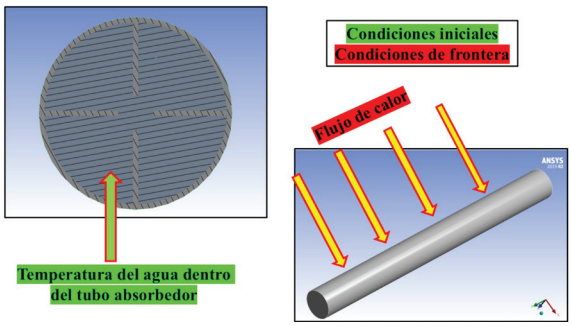

Figura 9. Condiciones iniciales y de frontera para la simulación con MEF.

Diseño factorial completo

En el análisis del diseño factorial completo se analizó la temperatura en el fluido localizado dentro del tubo absorbedor del CPC mediante MEF. Se planteó el desarrollo de un diseño factorial completo con la finalidad de analizar el efecto que tienen tres factores en la variable respuesta. Para este trabajo los factores son: Longitud, espesor y número de aletas. Cada uno de los factores cuenta con un número de niveles correspondientes. Para el factor de longitud los niveles que se consideraron fueron 12.7 mm (1/2″), 25.4 mm (1″), y 31.75 mm (1 ½″) de longitud (L) de la aleta. Los niveles del espesor son dos: 3.18 mm (1/8″) y 4.76 mm (3/16″). Por último, el número de aletas se analizó en dos niveles 4 y 5 aletas. En la Figura 10 se pueden apreciar las combinaciones que resultaron de la interacción de cada nivel de los factores.

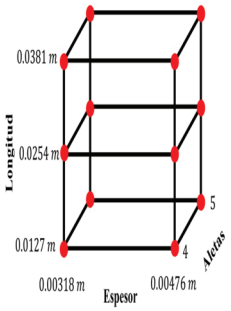

Figura 10. Interacciones del diseño factorial completo.

Fase experimental

Parámetros

La operación del CPC se llevó a cabo en condiciones atmosféricas naturales, por ello, ningún parámetro estuvo controlado durante el proceso de experimentación. El plan de monitoreo de este trabajo de investigación se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Parámetros a medir en la fase experimental.

Parámetro	Lugar de la toma de muestra	Periodicidad	Método
Temperatura ambiente (°C)	Local	12 minutos	Estación meteorológica
Radiación solar (W/m^2)	Local	12 minutos	Arduino
Velocidad del viento (km/h)	Local	12 minutos	Estación meteorológica
Temperatura del CPC (°C)	Dentro del tubo absorbedor	12 minutos	Termopares con módulo de Arduino

El monitoreo diario de la velocidad del viento y temperatura ambiente locales se llevó a cabo a partir de la instalación de una estación meteorológica marca ACURITE 01022 M PRO. La estación meteorológica cuenta con un software controlador que permite extraer los registros de los datos previamente mencionados. Es importante resaltar el intervalo de registro en el que esta estación meteorológica puede hacer la lectura de la información de doce minutos, a partir de ello, se consideró este como el intervalo de lectura de todos los parámetros descritos en la Tabla 2.

Además, se emplearon los sensores DAVIS 6450 VANTAGE PRO y MAX 6675 para la medición de la radiación solar y la temperatura dentro del tubo absorbedor, respectivamente. Estos sensores fueron automatizados en una tarjeta ARDUINO MEGA 2560 que recopila las mediciones de estas variables cada doce minutos.

Durante esta etapa de experimentación se emplearon dos diferentes configuraciones de concentradores, en los cuales se utilizaron dos distintos tubos absorbedores, con aletas y sin aletas, respectivamente. Se analizó la temperatura dentro del tubo absorbedor en cada uno de ellos durante un periodo de tiempo de 12 minutos. Asimismo, las variables que se analizaron en la presente etapa fueron: Temperatura del CPC, temperatura ambiente, velocidad del viento y radiación solar. En la Figura 11 se presenta el diagrama que muestra sintéticamente el análisis de esta etapa.

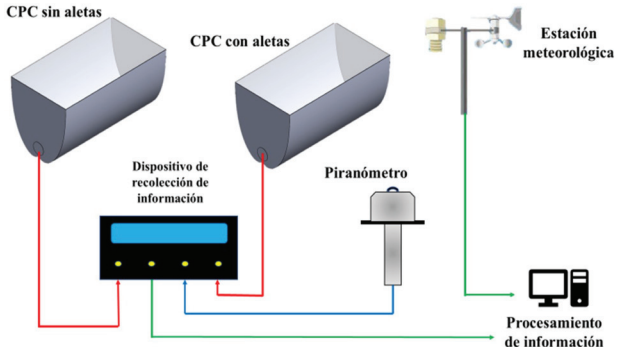

Figura 11. Diagrama de la fase experimental.

El tiempo de análisis fue de seis horas, de 10:00 a 16:00 horas. El objetivo de esta fase experimental es determinar si el uso de aletas dentro del tubo absorbedor (Figura 12), incrementa la temperatura de estancamiento en el CPC. Es importante mencionar que se introdujo agua dentro del tubo absorbedor, esto con fines de trabajos que puedan emanar de esta investigación.

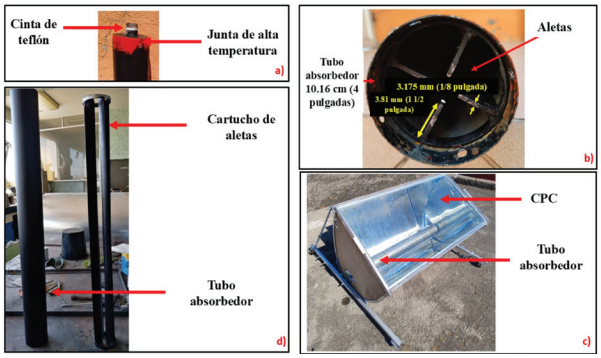

Figura 12. Tubo absorbedor con aletas y CPC: a) Tapa del tubo absorbedor, b) vista frontal del tubo absorbedor con aletas, c) CPC y d) aletas.

Resultados y discusión

Resultados del DFC

Con base en los objetivos perseguidos para la presente investigación, se realizó un diseño factorial completo con la finalidad de determinar la mejor combinación de niveles de cada factor. La variable que se analizó fue la temperatura en el agua que se encuentra contenida dentro del tubo absorbedor. Los resultados de las simulaciones realizadas en MEF, en estado estacionario, fueron empleados para hacer el DFC.

La Figura 13 describe el comportamiento térmico dentro del tubo absorbedor con cinco aletas y cuatro aletas, respectivamente. En esta figura se puede apreciar cómo la temperatura localizada en el centro del tubo es mayor cuando se utilizan cuatro aletas, por el contrario, el tubo absorbedor con cinco aletas presenta una temperatura menor en función de la distribución radial de temperatura. Se observa, además, que la temperatura se mantiene con un valor cercano a los 180 °C cuando se acerca hacia el centro del tubo absorbedor, esto se traduce en una mayor transferencia de calor hacia la parte interna del tubo por efecto del incremento

del área de transmisión de calor. No obstante, es importante mencionar que el tubo absorbedor alcanza una temperatura interna máxima de 170 °C, lo que es una buena condición para poder llevar a cabo diferentes procesos.

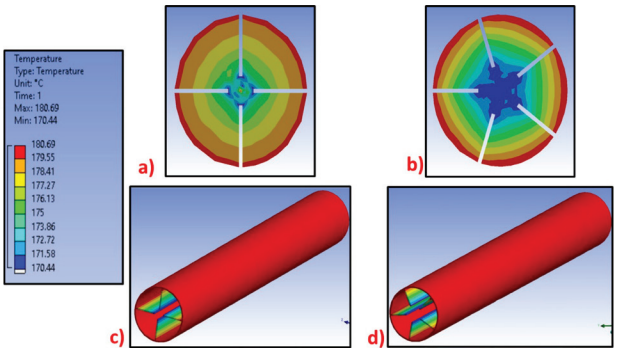

Figura 13. a) y b) Comportamiento térmico del agua dentro del tubo absorbedor con cuatro y cinco aletas, respectivamente, c) y d) Distribución de temperatura en el tubo absorbedor de acero con cuatro y cinco aletas, respectivamente.

La Figura 14 muestra la gráfica de efectos principales en donde se analiza la temperatura como variable de respuesta a este análisis. De acuerdo con los resultados mostrados la combinación de 3.18 mm (1/8″) de espesor, una longitud de 31.75 mm (1 ½″) y cuatro aletas tiene el mejor desempeño térmico dentro del tubo absorbedor presentando el valor máximo de temperatura de 169 °C. Por su parte, emplear un tubo absorbedor con cinco aletas de 4.76 mm (3/16″) de espesor y 12.7 mm (½″) de longitud tiene un valor de temperatura de 168.36 °C, el cual es inferior a la combinación anterior.

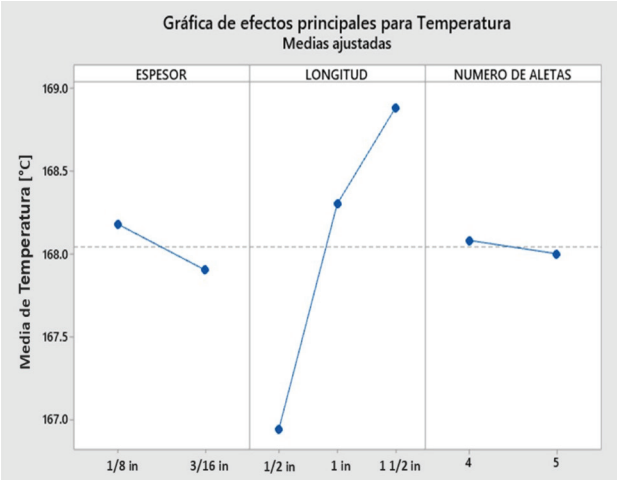

Figura 14. Gráfica de efectos principales para temperatura en el tubo absorbedor.

El análisis de la Figura 14 demuestra claramente que existe una marcada interacción entre la longitud y el espesor de las aletas, donde la combinación de mayor longitud (31.75 mm) con menor espesor (3.18 mm) produce las temperaturas más elevadas (169.0 °C), evidenciando una relación sinérgica entre estos parámetros. En contraste, la influencia del número de aletas sobre el efecto de la longitud resulta estadísticamente no significativa, como lo demuestran las curvas prácticamente superpuestas que muestran diferencias térmicas menores a 0.5 °C en todo el rango de longitudes evaluado. Este comportamiento es consistente con lo reportado en sistemas térmicos similares (Sandoval, 2015), donde el número de aletas tiende a alcanzar un punto de saturación en su contribución al desempeño térmico.

A partir de los resultados mostrados, se determinó utilizar un tubo absorbedor con cuatro aletas de 31.75 mm (1 ½″) de longitud y 3.18 mm (1/8″) de espesor cada una. La Figura 15 muestra los resultados de la simulación del tubo con las características descritas. Además, se contrasta con un tubo de cinco aletas. Cuando la longitud es 31.75 mm (1 ½″), se observa una caída en la temperatura al aumentar el espesor. Esto sugiere que un mayor espesor reduce la transferencia de calor, posiblemente debido a una mayor resistencia térmica. Este efecto puede estar influenciado por la menor disipación de calor en espesores más grandes, afectando la temperatura final del sistema. En las imágenes se observa la distribución de calor dentro del tubo absorbedor considerando el volumen de aire. Asimismo, se aprecia el campo de temperaturas del tubo con aletas.

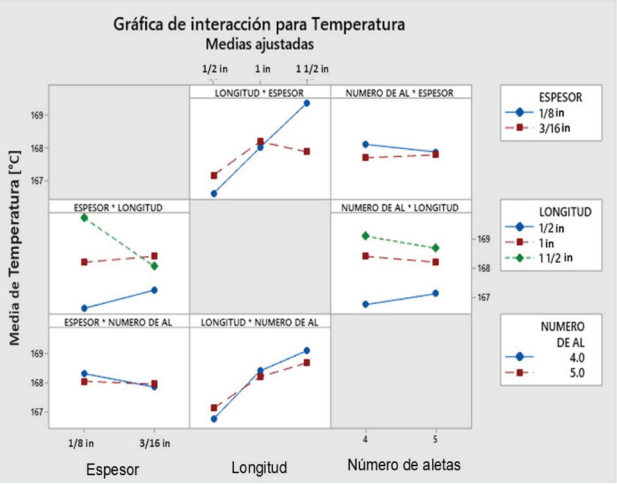

Figura 15. Gráfica de interacción para temperatura en el tubo absorbedor.

Experimentación

El presente trabajo consistió principalmente en incrementar el área de transferencia de calor al fluido ubicado al interior del tubo absorbedor. Por lo tanto, la

modificación de la geometría del tubo absorbedor fue añadir aletas rectangulares dentro del tubo con el objetivo de transferir eficientemente el calor concentrado en este. La Figura 16 muestra el comportamiento de la radiación térmica y de la temperatura en los días en los que se operaron los CPCs. Se puede observar que se tiene una radiación solar máxima de 980 W/m^2 que se presentó entre 12:30 y 13:15 horas aproximadamente. La temperatura tuvo un valor cercano a los 28 °C en las horas de operación del CPC.

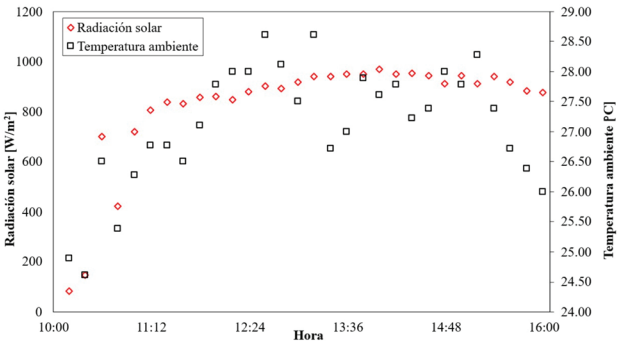

Figura 16. Radiación solar y temperatura ambiente en la fase experimental.

La Figura 17 muestra el comportamiento térmico del CPC con y sin aletas. Se observa que el uso de aletas incrementa la temperatura dentro del tubo absorbedor, alcanzando valores máximos de aproximadamente 160 °C sin aletas y 180 °C con aletas. La tendencia general indica un aumento progresivo de la temperatura hasta las 14:00 horas, seguido de una estabilización. Dado que las diferencias de temperatura entre ambas configuraciones no son constantes a lo largo del día, se realizó un análisis de propagación de errores considerando la incertidumbre del sensor de temperatura (termopar tipo K con módulo MAX6675, precisión ± 2 °C). La incertidumbre en la diferencia de temperatura es de aproximadamente ± 2.83 °C, lo que implica que variaciones menores a este valor no pueden considerarse significativas. Sin embargo, a partir de las 11:45 hasta las 16:00 horas, la diferencia supera este umbral, lo que confirma que la presencia de aletas contribuye al aumento del calor concentrado dentro del tubo absorbedor.

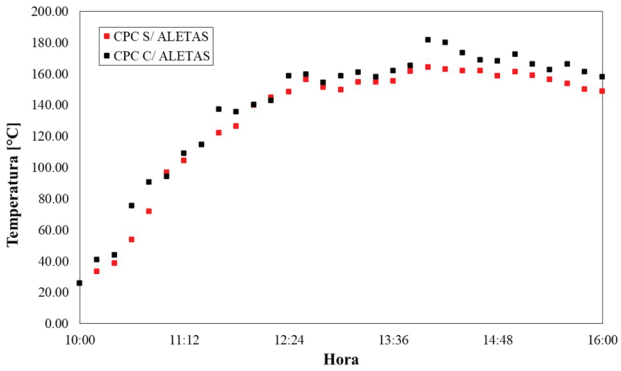

Figura 17. Temperatura en el CPC de la fase experimental.

En la gráfica mostrada por la Figura 18 se presenta el comportamiento térmico de ambos CPCs contrastando los resultados con los valores de la radiación solar. A partir de estos resultados se puede mencionar que la temperatura del tubo absorbedor de ambos CPCs es proporcional a la radiación solar incidente, esto debido al comportamiento que se tiene y a la tendencia que siguen los valores de temperatura y radiación. El valor máximo de temperatura corresponde con el máximo presentado por la radiación solar en ambos casos.

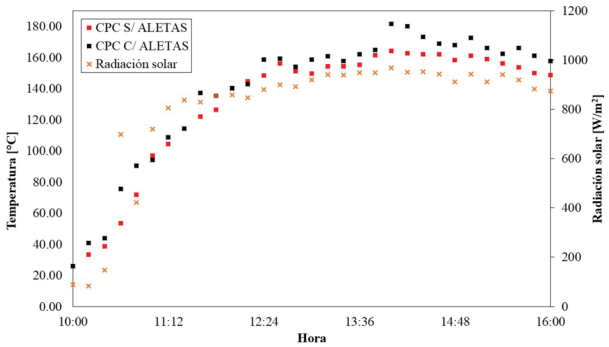

Figura 18. Temperatura en el CPC y radiación solar de la fase experimental.

Previamente se había mencionado que la velocidad del viento es un factor que afecta al rendimiento del CPC, por tal motivo la Figura 19 describe el comportamiento térmico en función de la velocidad del viento y del tiempo de operación de los CPCs. De forma directa no se aprecia una tendencia de la velocidad del viento, pero se observa que la velocidad máxima del viento es de aproximadamente 21 km/h y la más baja se encuentra en el orden de los 5 km/h. De esta manera, se puede determinar que la velocidad del viento es un factor importante de medir en estos dispositivos, no obstante, en esta fase no presentó un efecto significativo.

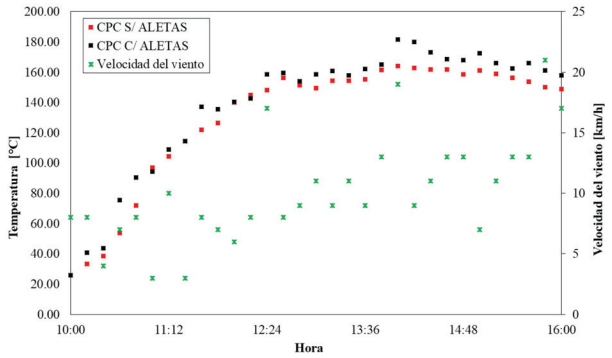

Figura 19. Temperatura en el CPC y velocidad del viento de la fase experimental.

La temperatura ambiente también es un factor que se debe evaluar en estos dispositivos. La gráfica de la Figura 20 tiene como objetivo mostrar los valores de temperatura de los CPCs respecto a la temperatura ambiente en una hora del día. Se aprecia que el máximo valor de temperatura ambiente no se encuentra asociado con el máximo valor de temperatura en el tubo absorbedor. Por otro lado, los valores mínimos de temperatura ambiente sí se encuentran asociados con los mínimos valores de temperatura en ambos CPCs.

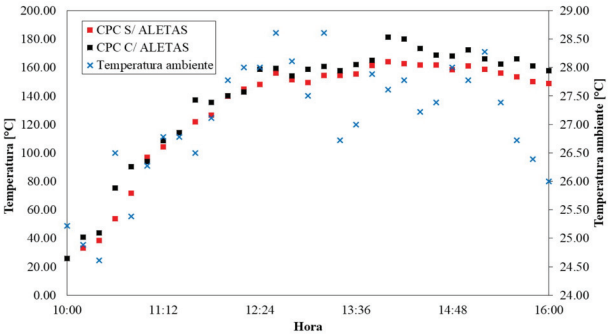

Figura 20. Temperatura en el CPC y temperatura ambiente de la fase experimental.

La Figura 21 presenta los resultados correspondientes a la eficiencia térmica del CPC sin aletas. Es importante destacar que estos valores de eficiencia térmica fueron calculados de forma puntual. Durante las primeras horas de operación del CPC se puede apreciar que la eficiencia térmica se mantuvo cerca de un 30 %. Posteriormente la eficiencia térmica incrementa, así como lo hace la temperatura dentro del tubo absorbedor alcanzando una eficiencia térmica de hasta 41 %, aproximadamente. Este último valor es el que presentan en promedio este tipo de colectores solares (González & Rincón, 2018). Asimismo, considerando los valores de la temperatura dentro del CPC, estos tienen un ajuste respecto a la eficiencia térmica. Con base en estos resultados se establece que el dispositivo funciona correctamente, de acuerdo con los objetivos planteados.

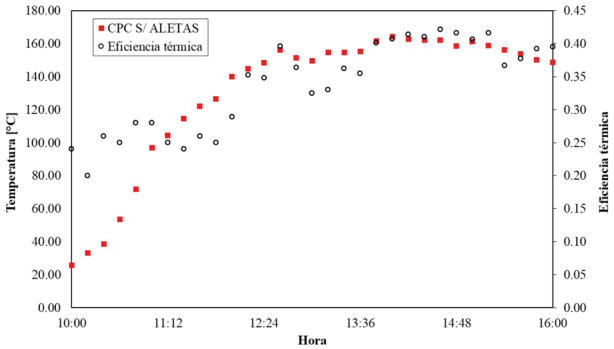

Figura 21. Eficiencia térmica y temperatura en el CPC sin aletas.

La ampliación del área de transferencia de calor, de acuerdo con la literatura, aumenta la eficiencia térmica, por ello se propuso e implementó la adición de aletas dentro del tubo absorbedor con la finalidad de incrementar el calor que es concentrado dentro del tubo absorbedor. Además, con base en el DFC realizado para determinar el número de aletas óptimo, la longitud y el espesor de estas es posible obtener buenos resultados en esta fase experimental.

Con base en los resultados que se muestran en la gráfica de la Figura 22, se observa que la eficiencia térmica incrementa dentro del tubo absorbedor. El máximo valor de eficiencia térmica es de 68 % aproximadamente, lo cual representa un aumento considerable respecto a la eficiencia térmica del CPC sin aletas. La gráfica describe un comportamiento poco variable durante las primeras horas de operación, entre un 30 y 40 %. A partir de las 12:30 horas la eficiencia aumenta hasta tener un valor de 58 % y en las horas posteriores dicho valor se encuentra oscilando el 50 %. Además, el valor de la eficiencia térmica después de las 12:30 horas es superior a 40 %. Esto significa que el acoplamiento de las aletas incrementa la eficiencia térmica del CPC y así se puede tener un mejor desempeño.

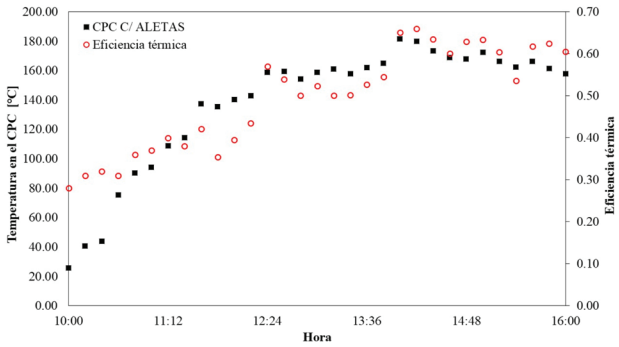

Figura 22. Eficiencia térmica y temperatura en el CPC con aletas.

En la Figura 23 se muestra que la eficiencia térmica del CPC que contiene aletas en el tubo absorbedor tiene un mejor desempeño térmico que el tubo en el cual no se llevó a cabo una modificación en su geometría. Es importante señalar que la eficiencia térmica promedio del CPC sin aletas es de 34 % mientras que el valor promedio de eficiencia térmica del CPC con aletas es de 50 %. Resulta evidente que el CPC solar que incluye aletas en el tubo absorbedor es más eficiente que el que no tiene aletas en su interior.

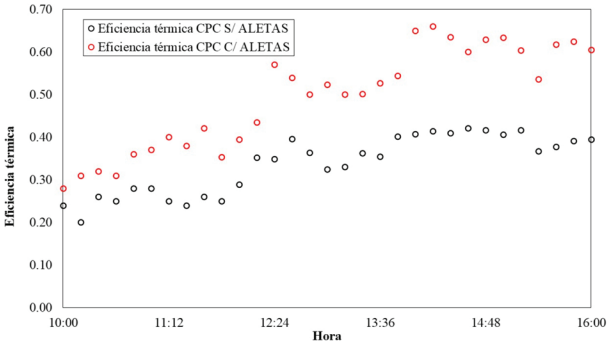

Figura 23. Eficiencia térmica del CPC con aletas y sin aletas.

De acuerdo con el análisis de los diferentes factores que influyen en el desempeño térmico, es imperante hacer énfasis en la radiación solar que incide sobre el dispositivo. Como se ha mencionado en este trabajo de investigación la radiación solar es el factor que tiene un mayor efecto sobre la temperatura que es concentrada en el CPC. Por esta razón, la Figura 24 contiene la gráfica que representa el comportamiento de la eficiencia térmica con base en la hora del día y esta a su vez se encuentra en función de la radiación solar. Se logra observar que la eficiencia térmica sigue la tendencia de la radiación solar incidente, cuando el valor de esta última es menor, la eficiencia térmica tiene un valor bajo, y en contraste, cuando se presentan valores de radiación térmica más altos, la eficiencia térmica incrementa.

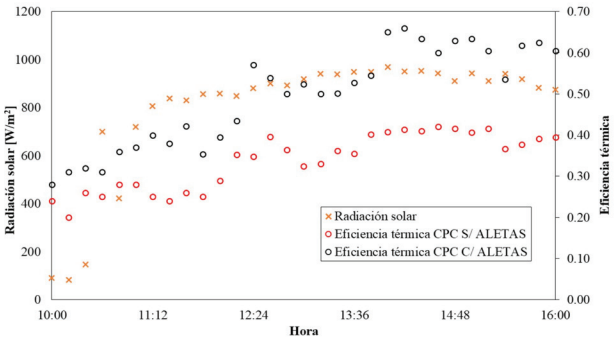

Figura 24. Eficiencia térmica *vs* radiación solar del CPC con y sin aletas.

Con base en los resultados mostrados por la experimentación se determina que el uso de aletas dentro del tubo absorbedor de un CPC favorece a la concentración de temperatura en el dispositivo. La radiación solar es el factor de mayor influencia durante la operación del sistema y la velocidad del viento no presentó un efecto significativo en la temperatura del dispositivo.

Conclusiones

Con base en los resultados obtenidos se puede concluir que el uso de cuatro aletas con 31.75 mm (1 ½″) de longitud y un espesor de 3.18 mm (1/8″) tiene un mejor desempeño térmico dentro del tubo absorbedor. El incremento del área de transferencia de calor, al fluido dentro del tubo, utilizando cinco aletas internas en el dispositivo absorbedor muestra valores de temperaturas semejantes cuando el dispositivo contiene cuatro aletas. Este fenómeno se puede explicar desde una perspectiva física considerando dos factores: El espesor de la aleta y su longitud. Al incrementar el número de aletas, también se incrementa el contacto con el fluido, pero si las aletas son demasiado delgadas, pueden no tener la conductividad térmica suficiente para transferir eficientemente el calor desde la pared del tubo hacia el fluido. Asimismo, una mayor longitud de la aleta puede implicar una pérdida de efectividad en la transferencia de calor desde su base hacia su extremo libre, debido a la caída de temperatura a lo largo de la aleta (efecto de gradiente térmico), lo que reduce su capacidad de calentar el fluido interno de manera uniforme.

En la fase experimental los registros de temperatura confirmaron que el uso de aletas incrementa considerablemente la temperatura dentro del tubo absorbedor. Esto se validó operando en las mismas condiciones un CPC sin aletas. En las primeras horas de operación de los concentradores, la diferencia de temperaturas es de 10 °C aproximadamente. No obstante, a las 11:00 horas la diferencia de temperaturas incrementa a 20 °C. Por ello, con los valores de temperatura registradas se llegó a la conclusión de que el uso de aletas dentro del tubo absorbedor sí incrementa la temperatura de estancamiento del CPC.

En términos de eficiencia, se determinó que el CPC sin aletas alcanza un valor promedio de 38 %, mientras que el CPC con aletas logra una eficiencia de 55 %, representando una mejora de 17 % en el rendimiento del sistema. Asimismo, la temperatura del fluido en el CPC sin aletas tuvo un valor máximo de 160 °C, mientras que con la adición de aletas se alcanzaron temperaturas de hasta 180 °C, lo que confirma la mejora en la captación y aprovechamiento del calor.

Adicionalmente, se identificó la influencia de factores como la inercia térmica y las condiciones ambientales en la eficiencia del CPC. Se observó que, en ciertos momentos, la tendencia de la eficiencia térmica del CPC con aletas puede diferir de la esperada debido a la capacidad de almacenamiento y redistribución del calor en el sistema. En particular, se registró un desfase en la respuesta térmica, donde la eficiencia del CPC con aletas aumentó en momentos en los que la radiación disminuyó levemente, sugiriendo un efecto de acumulación térmica en el receptor mejorado.

Finalmente, este estudio proporciona una base sólida para la optimización del diseño de receptores térmicos en sistemas de concentración solar, destacando el impacto positivo de las aletas en la eficiencia energética. Sin embargo, se recomienda la realización de análisis adicionales con diferentes configuraciones geométricas y materiales de construcción, así como la implementación de modelos numéricos que permitan predecir con mayor precisión el comportamiento térmico del sistema en distintas condiciones operativas.

Referencias

Akhtar, F., Ali, M., Sheikh, N. A., & Shehryar, M. (2020). Experimental investigation of solar compound parabolic collector using Al 2 O 3 /H 2 O nanofluid in a subtropical climate. *Thermal Science*, 25(00), 201-201. https://doi.org/10.2298/TSCI191207201A

Alkhafaji, M. H., Freegah, B., & Alhamdo, M. H. (2022). Study the influence of adding fins to the plate of the solar collector on thermal performance under natural phenomena. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 135, 106058. https://doi.org/10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2022.106058

Ammar, M., Mokni, A., Mhiri, H., & Bournot, P. (2020). Numerical analysis of solar air collector provided with rows of rectangular fins. *Energy Reports*, 6, 3412-3424. https://doi.org/10.1016/J.EGYR.2020.11.252

ANSYS, Inc. (2019). ANSYS (Versión 2019 R2). Software de computadora. ANSYS, Inc. Recuperado de https://www.ansys.com

Asaad-Yasseen, A. R., Istvan, S., & Istvan, F. (2022). Selective absorber coatings and technological advancements in performance enhancement for parabolic trough solar collector. *J. Therm. Sci.,* 31, 1990-2008. https://doi.org/10.1007/s11630-022-1634-5

Barrón-Díaz, J. E., Flores-Johnson, E. A., Chan-Colli, D. G., Koh-Dzul, J. F., Bassam, A., Patiño-Lopez, L. D., & Carrillo, J. G. (2021). Fem-cfd simulation and experimental study of compound parabolic concentrator (Cpc) solar collectors with and without fins for residential applications. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(8). https://doi.org/10.3390/app11083704

Chaabane, M., Mhiri, H., & Bournot, P. (2013). Thermal performance of an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH) with a storage tank equipped with radial fins of rectangular profile. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 49(1), 107-115. https://doi.org/10.1007/s00231-012-1065-z

Dassault Systèmes. (2020). SOLIDWORKS (Versión 2020). Software de computadora. Dassault Systèmes. Recuperado de https://www.solidworks.com

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes.* Wiley.

González-Mora, E., & Rincón-Mejía, E. A. (2018). *Conceptos básicos de la concentración solar.* Notas de clase. FIUAEM, 130.

Hasan, H. A., & Suffer, K. H. (2024). Modeling of shell and various tube shapes with annular fins for thermal solar energy storage system. E3S Web of Conferences, 589. Recuperado de https://doi.org/10.1051/e3sconf/202458905004

Kalogirou, S. A. (2014). *Solar engineering. In Solar Energy Engineering*. 2nd Ed., 1-49. Elsevier. Recuperado de https://doi.org/10.1016/b978-0-12-397270-5.00001-7

Kraus, A. D., Aziz, A., & Welty, J. (2000). *Extended surface heat transfer. In Extended Surface Heat Transfer*. Wiley. Recuperado de https://doi.org/10.1002/9780470172582.fmatter

Lara, F., Cerezo, J., Acuña, A., González-Ángeles, A., Velázquez, N., Ruelas, A., & López-Zavala, R. (2021). Design, optimization and comparative study of a solar CPC with a fully illuminated tubular receiver and a fin inverted V-shaped receiver. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116141. https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2020.116141

Minitab, LLC. (2022). Minitab (Versión 22.1.0). Software de computadora. Minitab, LLC. Recuperado de https://www.minitab.com

Mortazavi, S. M., & Maleki, A. (2020). A review of solar compound parabolic collectors in water desalination systems. *International Journal of Modelling and Simulation*, 40(5), 339-354. https://doi.org/10.1080/02286203.2019.1626539

Najafi, G., Ghobadian, B., Mamat, R., Yusaf, T., & Azmi, W. H. (2015). Solar energy in Iran: Current state and outlook. *In Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 49, 931-942. Elsevier Ltd. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.056

Ortega, A., Akbari, H., Mccormack, S. J., & Mccormack, S. J. (2017). Building integrated compound parabolic photovoltaic concentrator: A review. Recuperado de https://www.researchgate.net/publication/318902544

Samykano, M. (2023). Hybrid photovoltaic thermal systems: present and future feasibilities for industrial and building applications. *Buildings*, 13(8), 1950. https://doi.org/10.3390/buildings13081950

Sandoval, M. (2015). Diseño y análisis experimental de diferentes tipos de receptores en un concentrador parabólico compuesto.

Tian, M., Su, Y., Zheng, H., Pei, G., Li, G., & Riffat, S. (2018). A review on the recent research progress in the compound parabolic concentrator (CPC) for solar energy applications. *In Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 1272-1296). Elsevier Ltd. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.050

Winston, R., Miñano, J. C., & Benítez, P. (2005). *Nonimaging optics.* Vol. 1. Elsevier, Ed.

Xu, R. J., Zhao, Y. Q., Chen, H., Wu, Q. P., Yang, L. W., & Wang, H. S. (2020). Numerical and experimental investigation of a compound parabolic concentrator-capillary tube solar collector. *Energy Conversion and Management*, 204, 112218. https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2019.112218

Zhang, Y., Bai, F., Zhang, X., Wang, F., & Wang, Z. (2015). Experimental study of a single quartz tube solid particle air receiver. *Energy Procedia*, 69, 600-607. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.069

How to cite:

Rojas-Valdez, D., Díaz-Delgado, C., López-Rebollar, B. M., García-Pulido, D., Salinas-Tapia, H., Posadas-Bejarano, A., Mohedano-Castillo, M. F. (2026). Diseño y evaluación de un tubo absorbedor con aletas acoplado a un concentrador parabólico compuesto. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 27(01), 1-15. https://doi.org/10.22201/fi.25940732e.2026.27.1.002