



Análisis térmico de un tubo absorbedor compuesto mediante perfiles de radiación

Luis Alberto Romero-Vázquez¹, Alejandro Torres-Aldaco^{1*} y Raúl Lugo-Leyte¹, Judith Cervantes-Ruíz³,
Helen D. Lugo-Méndez²,

¹ Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa.

Av. San Rafael Atlixco núm. 186, Leyes de Reforma, 1ra Secc, CDMX, 09340. México.

² Departamento de Proceso y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Cuajimalpa.

³ División de Ingeniería Química y Bioquímica. Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec.

E-mail: ata@xanum.uam.mx

Recibido 20 de mayo de 2020; aceptado 22 de junio de 2020

RESUMEN

Una alternativa en la generación de potencia son las plantas térmicas solares con generación directa de vapor, pero en la actualidad operan con muy baja eficiencia térmica debido a que estos sistemas aún presentan problemas no resueltos, como son las flexiones en las paredes del tubo generadas por los gradientes de temperatura, provocando que el tubo de cristal que rodea al absorbedor se fracture, eliminando la presión de vacío, lo que hace que sea más ineficiente el intercambio de calor al fluido de trabajo. Además, se presenta un análisis térmico al tubo absorbedor de pared compuesta en estado estable, y se obtienen los perfiles de temperatura en la dirección radial y angular durante el cambio de fase, en concentradores solares de canal parabólico, para distintas horas del día. El tubo absorbedor se compone de dos tubos concéntricos, uno de cobre y el otro de acero, formando una pared compuesta con una proporción de 1/3 Cu y 2/3 de acero; la distribución de radiación empleada considera el modelo de cielo claro para

una visibilidad de 5 km en la Ciudad de México, y los resultados obtenidos se comparan con el solsticio de primavera que corresponde al día con mayor radiación en el año. Finalmente, se encontró del análisis de resultados que el arreglo propuesto del tubo compuesto mejora satisfactoriamente el comportamiento térmico del tubo absorbedor, reduciendo la diferencia máxima de temperaturas en el tubo.

PALABRAS CLAVE: Concentrador parabólico, Energía solar, Distribución de radiación, tubo absorbedor.

ABSTRACT

An alternative in power generation are solar thermal plants with direct steam generation, but currently they operate with very low thermal efficiency because these systems still have unsolved problems, such as bending in the tube walls generated by temperature gradients, causing the glass tube surrounding the absorber to fracture, eliminating vacuum pressure, this makes it the more inefficient the heat exchange to the working fluid. Besides, a thermal analysis of the composite wall absorber tube in a stable state is presented, and the temperature profiles are obtained in the radial and angular direction during the phase change, in parabolic trough solar concentrators, for different hours of the day. The absorber tube is made up of two concentric tubes, one of copper and the other of steel, forming a composite wall with a ratio of 1/3 Cu and 2/3 of steel; the radiation distribution used considers the clear sky model for a visibility of 5 km in Mexico City, and the results obtained are compared with the spring solstice that corresponds to the day with the highest radiation in the year. Finally, from the analysis of results it was found that the proposed arrangement of the composite tube satisfactorily improves the thermal behavior of the absorber tube, by reducing the maximum temperature difference in the tube.

KEY WORDS: Parabolic concentrator, solar energy, radiation distribution, absorber tube.

INTRODUCCIÓN

Las plantas termo solares presentan problemas en el intercambio de energía a través de un fluido térmico utilizado en el intercambiador de calor, donde se transfiere la energía absorbida al fluido de trabajo (agua) [1,2]. Entre los principales problemas, se destacan los siguientes: caídas de presión importantes en el intercambiador de calor, temperaturas de operación bajas por la limitante en la temperatura de ebullición del aceite térmico, bajas eficiencias térmicas en el proceso global. Una propuesta para reducir costos en la generación de potencia en plantas termo solares es emplear la generación directa de vapor en concentradores de canal parabólico.

Lo anterior es el principal motivo de interés en realizar un estudio encaminado a mejorar el diseño de tubos absorbedores para que sean empleados en plantas termo solares. Un problema asociado son los gradientes circunferenciales de temperatura; algunos experimentos de laboratorio muestran que la diferencia de temperaturas entre la parte baja y la parte alta del tubo absorbedor es de alrededor de 60 °C a una presión de 60 bar, cuando se tiene un flujo de radiación solar

reflejada a la pared que se encuentra en contacto con la interfaz del fluido en flujo estratificado, manteniendo la parte alta más caliente que la parte baja. Mientras que, al medio día, la diferencia de temperatura puede ser de alrededor de 9 °C, con una presión de 30 bar, estando la parte baja más caliente que la parte alta debido a que la radiación es reflejada en mayor proporción hacia la pared que se encuentra en contacto con la fase líquida. [5]; se han estudiado, bajo diferentes consideraciones experimentales del receptor de los canales parabólicos con DSG [6]. Cuando se alimentó agua fría en el tubo receptor de acero ($\phi=2.54$ cm), se generó una deflexión en los tubos absorbedores, generando una curva que avanzó como una onda desde el extremo de entrada hasta el de salida, teniendo una deflexión aproximadamente de 6.5 cm en el centro de cada sección (2.9 m de longitud) en el módulo de canal parabólico (14.5m de largo entre 40° C y 60° C en la dirección circunferencial) [5].

Un problema importante que tiene la tecnología solar de concentradores de canal parabólico actual se presenta en los aceites sintéticos que se utilizan, pues estos tienen limitaciones físicas de operación por su

degradación a temperaturas elevadas, que ocurre alrededor de los 400 °C. Los sistemas más recientes, que emplean sales fundidas y son capaces de alcanzar temperaturas mayores a 580 °C y eficiencias globales de ~42%, todavía están limitados por la temperatura de la química de la sal fundida y la eficiencia térmica del colector parabólico [3,4]. Por tales razones, resulta importante estudiar térmicamente el comportamiento de los sistemas de generación directa de vapor, que presentan condiciones distintas de operación a los intercambiadores de calor que operan con los aceites térmicos. Además, los sistemas de generación directa de vapor presentan eficiencias térmicas mayores a los sistemas que emplean aceites térmicos, debido a que no requieren del fluido intermediario para transferir la energía al agua para producir dicho vapor. Los sistemas de concentración de canal parabólico (CCP) se usan para la generación de vapor, donde un componente importante es el absorbedor, dispositivo que es el encargado de captar la radiación incidente y, a través de éste, se transfiere al fluido de trabajo. Por su parte, el modelo de día claro de Hottel, de irradiación solar directa normal, se basa en el cálculo de la transmisión atmosférica para cuatro zonas climáticas diferentes en

el mundo, utilizando la atmósfera estándar. Usando este modelo para diferentes sistemas de seguimiento y orientaciones para el día típico de verano e invierno, el objetivo de este trabajo es realizar un análisis de la transferencia de calor dentro de un tubo absorbedor, compuesto en condiciones de flujo estratificado mediante el estudio de la transferencia de calor, basado, a su vez, en discretizar el sistema y aplicar el método de balance de nodos bajo condiciones en estado estacionario, aplicando el modelo de Hottel y considerando una visibilidad baja de 5 km para simular la calidad del aire que se tiene en la zona Oriente de la CDMX, con la finalidad de comparar a futuro los resultados con estudios experimentales en el sitio especificado.

MATERIALES Y MÉTODOS

El sistema de estudio describe la geometría de un sistema de concentración de canal parabólico (CCP), como se ilustra en la figura 1. En la figura 2 se muestra el tubo absorbedor del sistema de concentración de canal parabólico, formado con una pared de 1/3 de cobre y 2/3 de Ac; enseguida se describen las condiciones de frontera para la solución numérica,

donde se hace uso de la simetría axial que se tiene en el sistema.

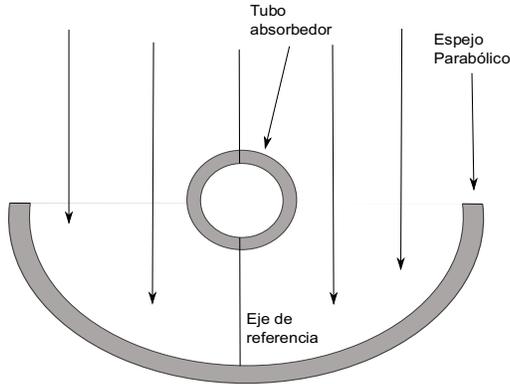


Figura 1. Arreglo de los componentes de un concentrador de canal parabólico.

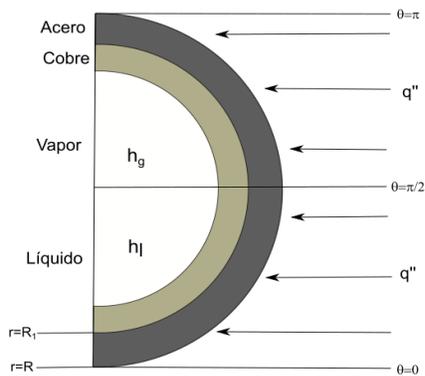


Figura 2. Análisis desde el corte del tubo.

El modelo matemático es en coordenadas cilíndricas para determinar la distribución de temperatura en la pared, compuesta del tubo absorbedor de 1/3 de Cu y 2/3 de Ac, para lo que se realizan las siguientes suposiciones:

- a) Flujo de calor estacionario a través de las paredes del tubo absorbedor.
- b) Flujo estratificado líquido-vapor dentro del tubo.
- c) En la interface líquido-vapor, el coeficiente de transferencia de calor del vapor es igual al coeficiente de transferencia de calor del líquido.
- d) Simetría en el plano axial.
- f) Visibilidad de cielo claro de 5 km.
- g) La radiación concentrada sólo abarca la zona del líquido.
- h) Nivel de líquido constante.
- i) Volumen de las fases iguales.

Con la simetría axial del sistema, se establecen las siguientes condiciones de frontera:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = 0 \text{ para } \theta = 0, \pi \quad (1)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h_g (T_g - T_p) \text{ para } r = R_1 \text{ y } \theta \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right] \quad (2)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = q'' \text{ para } r = R \quad (3)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h_l (T_l - T_p) \text{ para } r = R_1 \text{ y } \theta \in \left[\frac{\pi}{2}, \pi\right] \quad (4)$$

Para resolver el modelo matemático, se emplea el método de diferencias finitas por balances nodales, donde se requiere realizar un análisis de los flujos de energía a través de los nodos de la malla que componen

la pared del tubo absorbedor, como se muestra en la figura 3.

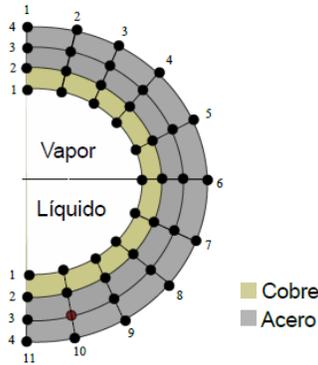


Figura 3. Distribución de nodos en la pared del tubo.

En el balance de energía nodal, se considera que la suma de las contribuciones de intercambio de calor entre el nodo interior con los nodos contiguos es 0, como se muestra en la figura 4; además de tomar en consideración las condiciones mencionadas en las ecuaciones de (1) a (4). De acuerdo a lo anterior, para un nodo (i, j) se consideran las aportaciones en la dirección angular y radial.

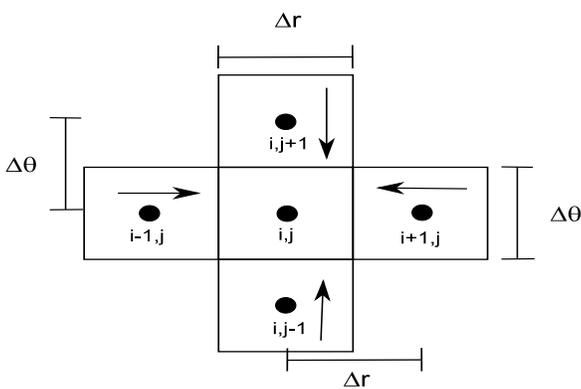


Figura 4. Diagrama del direccionamiento del flujo de calor a un nodo interior.

Debido a las aportaciones de la radiación solar en las direcciones radial y angular, es posible utilizar la ley de Fourier de forma simplificada para un nodo contiguo. La transferencia de calor por conducción del nodo (i-1, j) al nodo (i, j), se puede escribir de la siguiente manera:

$$q_{(i-1,j) \rightarrow (i,j)} = k(\Delta\theta \cdot 1) \frac{T_{i-1,j} - T_{i,j}}{\Delta r} \quad (5)$$

Definiendo $C = \Delta\theta/\Delta r$, sustituyendo en las ecuaciones de todos los nodos de acuerdo a la figura 4 y realizando el balance de energía en cada nodo; entonces, para un nodo interior, se tiene la siguiente ecuación:

$$C^2 T_{i-1,j} + C^2 T_{i,j+1} + T_{i,j-1} + T_{i,j+1} - (C^2 + 2) T_{i,j} = 0 \quad (6)$$

Borde convectivo en la dirección radial.

$$C T_{i+1,j} + \frac{1}{2C} T_{i,j+1} + \frac{1}{2C} T_{i,j-1} - \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta\theta}{k} \right) T_{i,j} = -\frac{h\Delta\theta}{k} T_{\infty} \quad (7)$$

Borde con flujo de calor 'q' prescrito en una pared radial.

$$2C T_{i+1,j} + \frac{1}{C} T_{i,j+1} + \frac{1}{C} T_{i,j-1} - 2 \left(C + \frac{1}{C} \right) T_{i,j} = -\frac{2\Delta\theta}{k} q \quad (8)$$

Intersección de borde convectivo con borde adiabático.

$$CT_{i+1,j} + \frac{1}{2C}T_{i,j+1} - \left(C + \frac{1}{2C} + \frac{h\Delta\theta}{k} \right) T_{i,j} = -\frac{h\Delta\theta}{k} T_{\infty}$$

(9)

Borde adiabático de un solo material.

$$C^2T_{(i-1,j)} + C^2T_{(i+1,j)} + 2T_{(i,j+1)} - (2 + 2C^2)T_{(i,j)} = 0 \quad (10)$$

Intersección de borde adiabático con flujo de calor 'q' en la dirección radial.

$$CT_{i+1,j} + \frac{2}{C}T_{i,j+1} - \left(C + \frac{2}{C} \right) T_{i,j} = -\frac{\Delta\theta}{k} q'' \quad (11)$$

Considerando las relaciones presentadas [6], donde se presentan las contribuciones producidas en la interface entre los materiales Cu-Acero, como se presenta en las ecuaciones 12 y 13.

Borde adiabático entre cobre y acero.

$$C^2k_{Cu}T_{i-1,j} + C^2k_{Ac}T_{i+1,j} + (k_{Cu} + k_{Ac})T_{i,j+1} - (k_{Cu}(1 + C^2) + k_{Ac}(1 + C^2))T_{i,j} = 0 \quad (12)$$

Nodos interiores entre el cobre y el acero.

$$Ck_{Cu}T_{i-1,j} + Ck_{Ac}T_{i+1,j} + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_{Ac}}{2} \right) T_{i,j+1} + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_{Ac}}{2} \right) T_{i,j-1} - \left(C + \frac{1}{C} \right) (k_{Cu} + k_{Ac}) T_{i,j} = 0 \quad (13)$$

El concentrador cilíndrico parabólico que se empleó tiene una longitud de 4 m, 2.5 de apertura y el foco de la parábola es a 0.625 m; considerando el tubo absorbedor, los materiales son de cobre y acero (Cu-

Ac) en una proporción 1/3 y 2/3, respectivamente, además de considerar las condiciones de saturación del agua a 623 K. Para la resolución del sistema de ecuaciones simultaneas, se consideró el método de Gauss-Seidel.

Modelo de cielo claro

El modelo de cielo claro de Hottel (1976) [7] presenta un método de estimación de la radiación, transmitida a través de atmósferas claras, que tengan en cuenta el ángulo cenital y la altitud para una atmósfera estándar y para cuatro diferentes tipos de clima. La transmitancia atmosférica se determina de la siguiente forma:

$$\tau_b = \frac{G_{bn}}{G_{on}} = a_0 + a_1 \cdot e^{\left(\frac{-k}{\cos\theta_z} \right)} \quad (14)$$

El valor de las constantes se calcula a partir de dos parámetros, la altitud en km (A) y latitud (φ) del sitio.

Las correlaciones necesarias para altas visibilidades de 20 km se presentan en la tabla 1.

Tabla 1. Factores de corrección climático para alta visibilidad. [3]

Tipo de clima	r ₀	r ₁	r _k	φ
Tropical	0.95	0.98	1.02	< 23.5
Latitud media verano	0.97	0.99	1.02	23.5 < φ < 66.5

Latitud media invierno	1.03	1.01	1	
Sub ártico	0.99	0.99	1.01	> 66.5

Cálculo del recurso solar

Se determinó la radiación en la zona de Iztapalapa de la Ciudad de México, donde se utilizó el método reportado por Duffie y Beckman [7], que considera la latitud y declinación en el sitio, del cual la ubicación geográfica de estudio tiene coordenadas 19° 21' 34.2" N 99° 04' 24.1". Para establecer el límite superior de radiación disponible, se tomó como referencia al día 15 de julio, que es cuando se tiene la mayor radiación horizontal, y corresponde al mes con mayor incidencia de radiación del año; para el límite inferior de radiación disponible, se consideró el día 15 de diciembre, que es el mes con menor radiación solar, y realizando la evaluación mediante el modelo de cielo claro de Hottel para una visibilidad de 5 km [8], debido a la contaminación que se tiene en la zona. La radiación extraterrestre normal se corrige por la siguiente expresión.

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \times \cos \frac{360 \times N}{365} \right) \quad (15)$$

El ángulo de incidencia se obtiene asumiendo que la orientación de seguimiento es este-oeste, donde el ángulo de incidencia se define de la siguiente forma:

$$\cos \theta = \text{Sen} \delta \times \text{Sen} \phi + \text{Cos} \delta \times \text{Cos} \phi \times \text{Cos} \omega \quad (16)$$

El coeficiente de cielo claro propuesto por Hottel, que determina la transmitancia atmosférica, se define a través de la ecuación 14; y para determinar a los a_0 , a_1 y k , se requiere conocer la altitud (A) y latitud (ϕ) del sitio. La radiación horizontal se expresa de la siguiente manera

$$G_{bh} = \tau_b G_{on} \cos \theta \quad (17)$$

Los factores de corrección necesarios para una visibilidad de 5 km se presentan en la tabla 2, la cual, al compararla con la tabla 1, se encuentra una sola diferencia, ésta es para r_0 en el clima tropical.

Tabla 2. Factores de corrección climático para visibilidad de 5 km. [4]

Tipo de clima	r_0	r_1	r_k	ϕ
Tropical	0.92	0.98	1.02	< 23.5
Latitud media verano	0.97	0.99	1.02	23.5 < ϕ < 66.5
Latitud media invierno	1.03	1.01	1	
Sub ártico	0.99	0.99	1.01	> 66.5

RESULTADOS

Para una mejor visualización de los resultados obtenidos en forma gráfica, se realizó una transformación de coordenadas cilíndricas a rectangulares, $x = r \sin\Theta$, $y = r \cos\Theta$. La figura 5 muestra las curvas de nivel de temperatura del tubo, compuesto para el mayor nivel de radiación disponible, que es el día 15 de julio a las 12:00 h; bajo estas condiciones, el sistema presentó un gradiente de 4.8 K. Entre la región que recibe radiación concentrada (parte baja del tubo) y la región que recibe radiación directa sin concentrar (parte superior del tubo), se muestran pequeños cambios con sus nodos circundantes. La figura 6 muestra la distribución de temperaturas en función de X, Y para el mayor nivel de radiación disponible. El perfil de temperaturas obtenido presenta una forma parabólica, que presenta la región de mayor temperatura en el vertice de la distribución en concordancia con el sistema físico; además, se muestran los niveles de temperaturas en la pared del tubo en dirección de la región de la interfase líquido-vapor, y la temperatura más baja se estableció en la interface fluido-tubo debido al mayor calor específico del líquido.

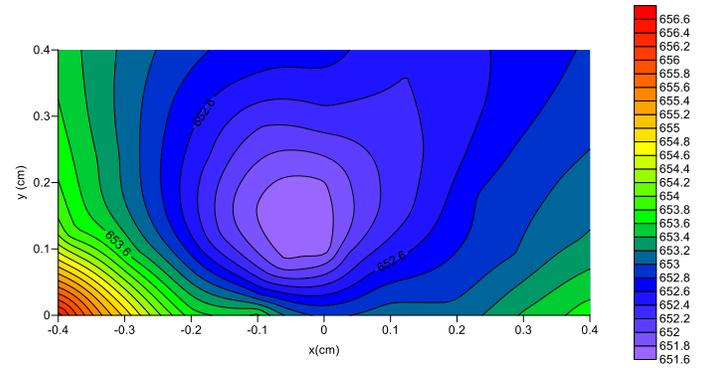


Figura 5. Niveles de temperatura el 15 de julio a las 12:00

h.

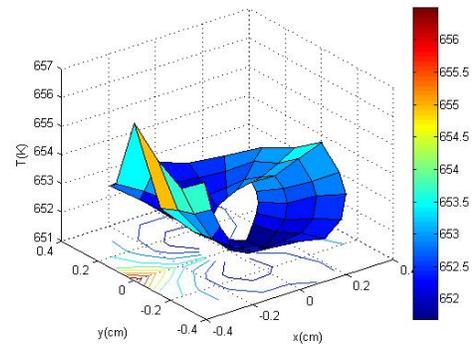


Figura 6. Distribución de temperaturas para la dirección X, Y el 15 de julio a las 12:00 h.

Se encontró que en la posición $y = 0$, que corresponde en posición angular a $\Theta = 270^\circ$, la temperatura alcanzada en la superficie exterior del tubo es de 656 K, la superficie interna del tubo tiene una temperatura de 653.5 K y la temperatura en el líquido es de 652 K. También hay que señalar que el comportamiento del sistema el perfil de radiación tiene diferencias notables el 15 de julio a las 17.00 h. La figura 7 muestra la distribución de temperaturas cuando la radiación

disminuye 50%; bajo estas condiciones, el gradiente de temperatura entre las zonas de radiación concentrada y directa se reduce a 3.2 K respecto a la zona caliente, además de disminuir los gradientes entre nodos circundantes, siendo menores a un grado. La figura 8 muestra la distribución de temperaturas para el 15 de julio a las 17.00 h; bajo esta condición, el sistema recibe 50% menos radiación, y se tiene un perfil de temperaturas similar a la condición de mayor radiación, pero con una disminución de las temperaturas de equilibrio. También se muestra que la pared del tubo alcanza las condiciones de temperatura del líquido y la región de mayor temperatura donde incide la radiación concentrada se reduce de forma significativa.

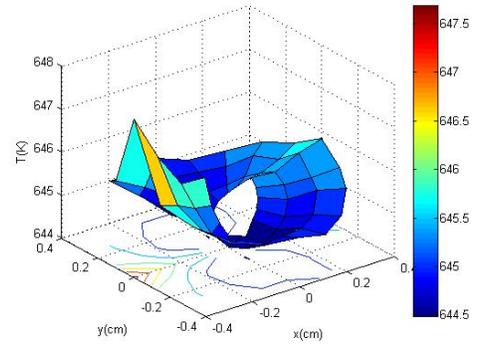


Figura 8. Distribución de temperaturas en dirección x, y el 15 de julio a las 17:00 h.

Para el 15 de julio a las 18:00 horas, el gradiente encontrado fue 1.45 K; se muestra en las curvas de nivel de temperatura de la figura 9. En este momento, el absorbedor recibió la menor radiación en este día de referencia.

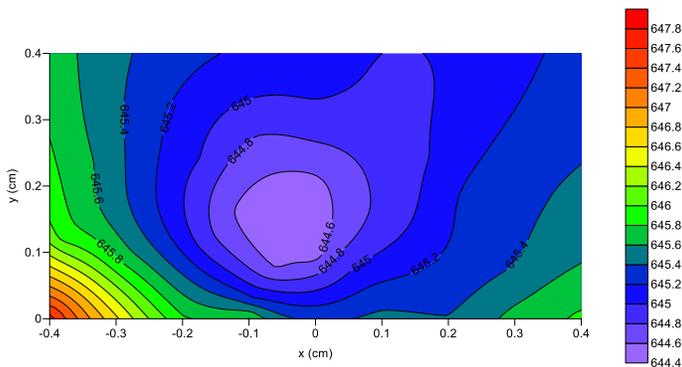


Figura 7. Distribución de temperaturas el 15 de julio a las 17:00 h.

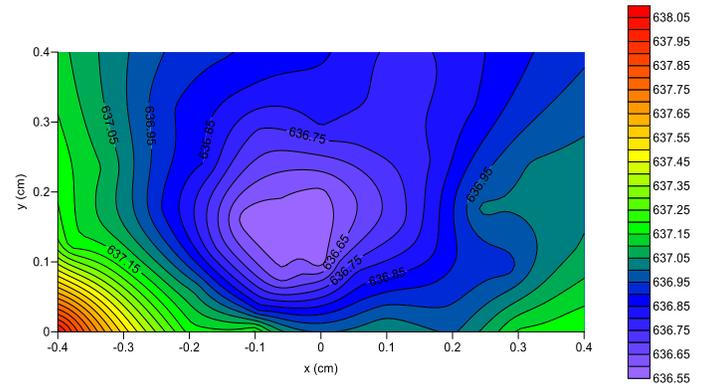


Figura 9. Niveles de temperaturas el 15 de julio a las 18:00 h.

En el menor flujo de radiación, mostrado en la figura 10, se muestra que gran parte de la pared del tubo alcanza las condiciones de temperatura del líquido, lo

cual concuerda con el hecho de tener el menor nivel de radiación, y sólo mantiene las temperaturas establecidas en la pared del tubo y el líquido. Debido a lo anterior, se alcanza una diferencia de 1.4 grados entre la zona de radiación concentrada y la zona de radiación directa.

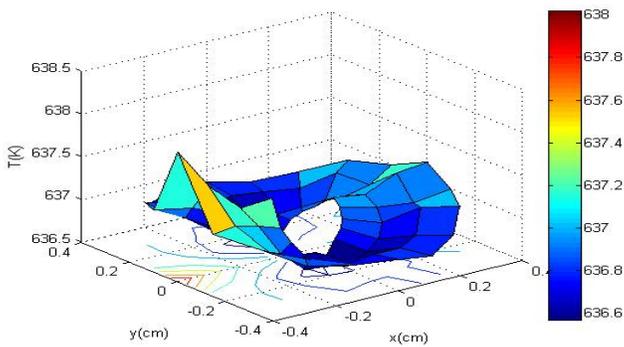


Figura 10. Perfil de temperaturas para el tubo el 15 de julio a las 18:00 h.

La distribución de temperaturas obtenida para la radiación incidente en el mes de diciembre, así como el gradiente de temperatura entre el punto más caliente y el más frío, a la hora con mayor radiación es de 28% menor respecto a la condición del mayor nivel de radiación disponible; a pesar de lo anterior, se mantiene la tendencia de generar deflexiones en la pared del tubo, aun bajo condiciones adversas de radiación solar de menor intensidad. La figura 11 muestra el punto caliente que se forma debido a la radiación concentrada

en la parte inferior del tubo absorbedor, como se muestra en la distribución de temperaturas de la figura 12; aquí se muestra el efecto disipador del cobre en la pared del tubo, que mantiene una región de temperatura constante con diferencias de temperatura menores a un grado.

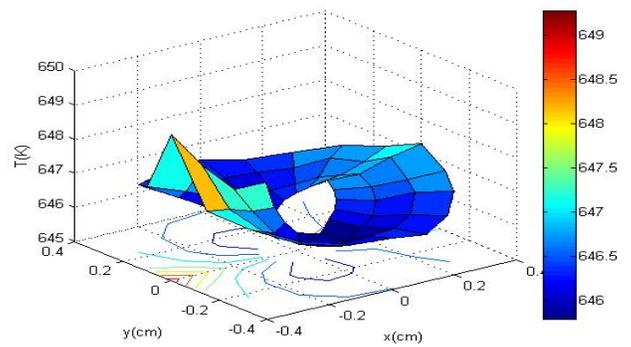


Figura 11. Perfil de temperaturas para el tubo en diciembre a las 12:00 h.

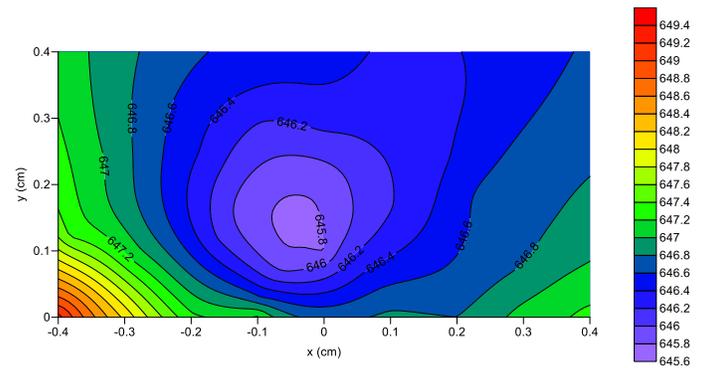


Figura 12. Distribución de temperaturas para el tubo en diciembre a las 12:00 h.

Para el mes de diciembre a las 17:00 h, el gradiente de temperaturas es bajo, alrededor de 1.21 K; bajo estas

condiciones, la probabilidad de que ocurran deflexiones es menor, aunque los puntos calientes se localizan en la misma zona, como se muestra en el perfil de temperaturas de la figura 13, siendo el comportamiento similar al de otros meses. Sin embargo, la distribución de temperaturas tiene un comportamiento diferente, como se muestra en la figura 14, donde la distribución de temperaturas es más uniforme en comparación al medio día.

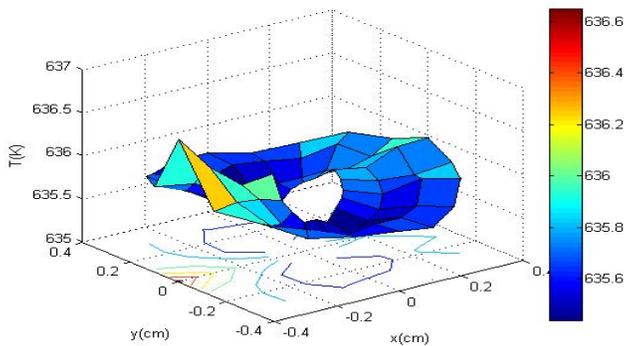


Figura 13. Perfil de temperaturas para el tubo en diciembre a las 17:00 h.

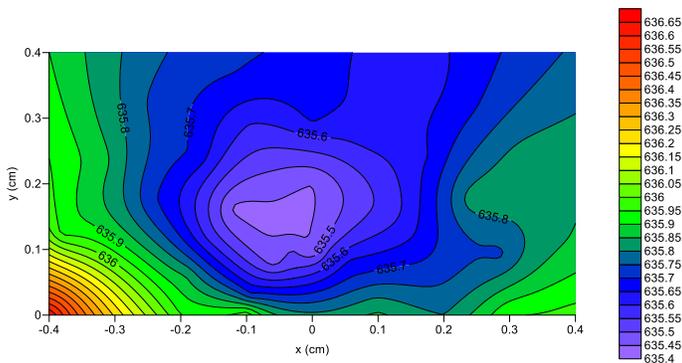


Figura 14. Distribución de temperaturas para el tubo en diciembre a las 17:00 h.

Bajo las condiciones de radiación disponible estudiada, que corresponde al mes de diciembre a las 18:00 h debido a la baja disponibilidad de energía en el sistema, no se generan gradientes de temperatura importantes porque se establece un comportamiento casi isotérmico del tubo absorbedor, como se muestra en la figura 15.

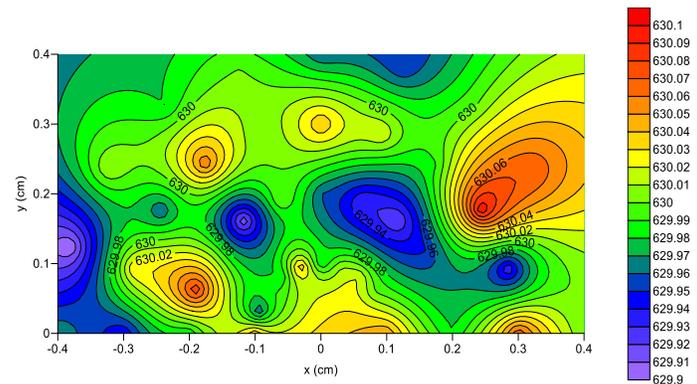


Figura 15. Distribución de temperaturas para el tubo en diciembre a las 18:00 h.

CONCLUSIONES

El estudio da una estimación de los estados en el tubo, en los que puede producir vapor directamente por medio de la tecnología de canal parabólico para el sistema estudiado de paredes compuestas de 1/3 Cu y 2/3 Ac; los resultados permiten inferir que un tubo absorbedor de paredes compuestas disminuye considerablemente el gradiente de temperaturas en la pared, manteniendo un estado cuasi-isotérmico con un gradiente máximo de 5° C. La pared compuesta de

cobre y acero soporta los esfuerzos mecánicos producidos por la presión generados en el cambio de fase, y se puede asegurar que el material sufrirá menor fatiga mecánica por los esfuerzos térmicos. El tubo absorbedor compuesto Cu 1/3-Ac 2/3 producirá un gradiente de temperatura máximo de 10° C.

El tubo absorbedor mantiene puntos calientes en la región inferior del tubo, donde se recibe la radiación concentrada, región que se amplía en función del nivel de radiación incidente bajo la condición de menor radiación disponible en el año, que corresponde al mes de diciembre a las 18.00 h. Asimismo, se muestra un comportamiento casi isotérmico en el tubo y la menor región caliente en el tubo de todas las condiciones estudiadas; mientras que la pared de cobre en el tubo absorbedor compuesto cumple satisfactoriamente su función de elemento disipador del calor para todas las condiciones de radiación estudiadas, manteniendo diferencias de temperatura menores a un grado y evitando que se generen grandes gradientes de temperatura en el tubo.

Lo anterior se mantiene de mayor a menor incidencia de radiación solar, pero en condiciones de menor

radiación en el año, se presenta un perfil de temperatura más uniforme.

Nomenclatura

A	Altitud en la atmósfera
Ac	Acero
a_0, a_1 y k	Constantes del modelo de Hottel de atmósfera estándar
$C = \Delta\theta/\Delta r$	Coficiente del incremento en la dirección angular respecto al incremento en la dirección radial
C_p	Capacidad calorífica
Cu	Cobre
G_{on}	Radiación antes de ingresar a la atmósfera
G_{bh}	Radiación horizontal
G_{sc}	Constante solar
h_l	Coficiente de transferencia de calor líquido
h_g	Coficiente de transferencia de calor vapor
k	Conductividad térmica
N	Día del año
q''	Flujo de calor
r	Dirección radial
R	Radio externo del tubo

r_0, r_1 y r_k	Constantes del modelo de Hottel corregidas para cualquier clima
t	Tiempo
T	Temperatura
T_l	Temperatura en fase líquida
T_p	Temperatura en la pared
x, y	Transformación a coordenadas rectangulares $x=r\text{sen}\Theta, y=r\text{cos}\Theta$

Letras Griegas

δ	Latitud media del mes
δ	Cambio
Δ	Incremento
ϕ	Latitud
φ	Latitud del sitio modelo de Hottel
θ	Dirección angular
Φ	Dirección angular
Θ	Dirección angular
Θ	Ángulo de incidencia modelo de Hottel
ρ	Densidad
τ_b	Transmitancia modelo de Hottel
ω	Ángulo en la hora solar

Subíndices

Ac	Acero
----	-------

Cu	Cobre
g	Fase gas
l	Fase líquida
p	Pared
r	Dirección radial
z	Zenit

BIBLIOGRAFÍA

Almanza, R. y Flores, V. (2004). Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers. *Energy* 29. 645-651.

Cananova Colás, José. (1993). *Curso de Energía solar*. Casa Salamanca y Soria.

Duffie, J.A. y Beckman, W.A. (1980). *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley and Son. New York.

Fernández García, A. Zarza, E. Valenzuela, L. y Pérez, M. (2010). Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Rev.* 14, 1691-721.

Ouagued, Malika., Khellaf, Abdallah. Y Loukarfi, Larbi. (2013). Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different

thermal oils. *Energy Conversion and Management*. Volume 75. 191-201.

Siva Reddy, V., Kaushik, S.C., Ranjan, K.R. y Tyagi, S.K. (2013). State-of-the-art of solar thermal power plants. A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 27. 258-273.

Valdés Palacios, A., Almanza, R., Soria, A. y Mazari, M. (1998). Direct Steam Generation in Parabolic Concentrators, *Annu. Conf. Ases. Alburqueque*.

Widyolar, Bennett., Lun Jiang, Lun., Ferry, Jonathan., Winston, Roland., Cygan, David. Y Abbasi, Hamid. (2019). Experimental performance of a two-stage (50×) parabolic trough collector tested to 650 °C using a suspended particulate heat transfer fluid. *Applied Energy*. Volume 240. 436-445.