

Modelo de transferencia de calor para concentradores solares con flujo bifásico

Ricardo Isaac Cázares-Ramírez¹, Sergio Quezada-García²,
Marco Antonio Polo-Labarríos², Heriberto Sánchez-Mora^{3*},

¹Universidad Autónoma Metropolitana–Iztapalapa, Ciudad de México, México.

Ricardo-cazares@hotmail.com

²Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, Ciudad Universitaria,
Coyoacán, Ciudad de México, México.

sequga@gmail.com, antonio.polo@cnsns.gob.mx

³Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Física y Matemáticas, Gustavo A. Madero,
Ciudad de México, México.

heribertosanchez7@hotmail.com

RESUMEN

En este trabajo se desarrolla un modelo matemático dinámico de la transferencia de calor a través del tubo absorbedor de un concentrador solar Fresnel, que emplea como fluido de trabajo agua. Se considera que el agua cambia de fase a medida que fluye a través del tubo absorbedor, dando lugar a una región monofásica y una región bifásica. El modelo es validado con datos experimentales, publicados en la literatura, y se analiza la eficiencia térmica en función del recurso solar en este concentrador.

PALABRAS CLAVE

Fluido de trabajo; agua; concentrador solar fresnel; eficiencia térmica.

ABSTRACT

In this work, a dynamic mathematical model of heat transfer through the absorber tube of a Fresnel solar concentrator type, which uses water as working fluid, is developed. The water is considered to change phase as it flows through the absorber tube, giving rise to a monophasic region and a biphasic region. The model is validated with experimental data, published in the literature, and the thermal efficiency is analyzed as a function of the solar resource in this concentrator.

KEYWORDS

Heat transfer fluid; water; fresnel collector; thermal efficiency.

Nomenclatura

A_f	área de flujo	[m ²]
A_t	área externa del tubo absorbedor	[m ²]
C_p	capacidad calorífica	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
D_h	diámetro hidráulico	[m]
E_f	Eficiencia térmica	[adimensional]
f	coeficiente de fricción	[adimensional]
f_l	coeficiente de fricción de Blasius	[adimensional]
\dot{G}_m	flux de masa de la mezcla homogénea	[kg m ⁻²]
h_m	entalpía específica de la mezcla	[J kg ⁻¹]
h_{cf}	contribución de la fase líquida	[W m ⁻² K ⁻¹]
h_{cv}	contribución de la fase de vapor	[W m ⁻² K ⁻¹]
h_{cw}	coeficiente de transferencia de calor	[W m ⁻² K ⁻¹]
h_{fg}	entalpía específica de cambio de fase	[J kg ⁻¹]
k	conductividad térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
L_m	longitud del espejo	[m]
L_t	Longitud del tubo absorbedor	[m]
\dot{m}	flujo másico	[kg s ⁻¹]
n_m	número de espejos	[adimensional]
p	presión	[Pa]
p_{sat}	presión de saturación del fluido	[Pa]
P_h	perímetro mojado	[m]
Pr	número de Prandtl	[adimensional]
q''	potencia por unidad de área	[W m ⁻²]
q_p	calor perdido por radiación y/o convección	[W m ⁻²]
q_{sol}	radiación solar normal a los espejos	[W m ⁻²]
q_{sri}	radiación solar incidente	[W m ⁻²]
r_{in}	radio interno del tubo	[adimensional]
r_{out}	radio externo del tubo	[adimensional]
Re	número de Reynolds	[adimensional]
S_s	factor de supresión	[adimensional]
t	tiempo	[s]
T	temperatura	[K]
T_{sat}	temperatura de saturación del fluido	[K]
W	amplitud de los espejos	[m]
x	calidad del vapor	[adimensional]
X_{tt}	parámetro de Lockhart y Martenelli	[adimensional]
z	componente axial espacial	[m]

Caracteres griegos

α	fracción de vacíos	[adimensional]
γ	reflectividad de los espejos	[adimensional]
Γ_v	generación de masa de vapor	[kg s ⁻¹ m ⁻³]
Γ_l	generación de masa de líquido	[kg s ⁻¹ m ⁻³]
ε	rugosidad del tubo	[m]
ε_t	coeficiente de emisividad del tubo	[adimensional]
μ	viscosidad dinámica	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ρ	densidad	[kg m ⁻³]
ϕ^2	multiplicador de fricción	[adimensional]
σ_w	tensión superficial	[N m ⁻¹]

Subíndices

l	fase líquida
m	mezcla
t	tubo
v	fase vapor

INTRODUCCIÓN

Debido a la creciente preocupación por la protección del ambiente y al agotamiento de las reservas de los combustibles de origen fósil, como el petróleo y el gas, las fuentes alternativas y renovables de energía atraen cada vez más la atención de los investigadores a nivel mundial.¹

La energía solar es una fuente de energía renovable, limpia, confiable, abundante y duradera, que al ser integrada a diferentes sistemas de consumo de energía puede proporcionar una solución sostenible a largo plazo para mitigar los problemas derivados del aumento del consumo de combustibles de origen fósil.² La energía solar se ha convertido en una fuente esencial de energía debido al aumento de la demanda energética por la explosión demográfica y el calentamiento global.

La energía solar térmica es utilizada ampliamente en aplicaciones domésticas, industriales y comerciales como el secado solar, calefacción de espacios, refrigeración, calentamiento de agua, destilación, purificación de agua contaminada y desalación de agua de mar, por mencionar algunos.³⁻⁵ También se está utilizando para la extracción de biocombustibles producidos a partir de una amplia variedad de biomasa donde los gases producidos a partir de la pirolisis de biomasa asistida por energía solar tienen una alta concentración de productos combustibles que pueden utilizarse directamente como combustibles en motores o centrales eléctricas.⁶

Los concentradores solares son utilizados para convertir la irradiación solar en energía térmica. La tecnología termosolar de concentradores de cilindro-parabólicos es la más rentable, madura y probada para aprovechar la energía solar en áreas con alta concentración solar.⁷⁻⁸ Adicionalmente, esta tecnología tiene la máxima capacidad instalada en todo el mundo, la cual en mayo de 2020 fue de 8353 MW.⁸

Sin embargo, el diseño de concentradores de cilindro-parabólico más eficientes sigue siendo un área de investigación exigente y desafiante.⁹ Una amplia gama de aplicaciones requieren que tanto la eficiencia térmica como óptica de esta tecnología se maximice con una penalización razonablemente en la caída de presión. Por otro lado, se han investigado diferentes técnicas para mejorar su rendimiento global. El modelado matemático de los concentradores solares es una herramienta importante para analizar los procesos de transferencia de calor, con el objetivo de maximizar su rendimiento óptico, térmico e hidráulico.⁹ Estos modelos matemáticos también permiten realizar análisis económicos, tienen la posibilidad de centrarse en aspectos que son difíciles de investigar experimentalmente, y pueden ser utilizados para diseñar sistemas de control para automatizar su operación. Para operaciones con flujo bifásico contar con sistemas eficaces de control del proceso es el reto actual que hay que abordar.⁸

Sin embargo, la mayoría de los modelos y de las simulaciones de concentradores solares que aparecen en la literatura son unidimensionales o tienen múltiples simplificaciones que hacen que el modelo no ofrezca una estimación aceptable de las pérdidas de calor y la fracción de volumen de vapor.¹⁰ Es decir, los modelos no consideran el cambio de fase del fluido de trabajo dentro del tubo absorbedor, para lo cual se necesita considerar flujo bifásico. Los modelos tridimensionales de concentradores solares que existen en la literatura son implementados en software CFD (Computational Fluid Dynamics) (e.g.¹⁰⁻¹²) al igual que los modelos que consideran flujo bifásico.¹³ Aunque los CFD ofrecen grandes ventajas también tienen desventajas como la capacidad de cómputo que se requiere para llevar a cabo las simulaciones. Si se reduce demasiado el número de nodos, en sistemas en estado estacionario, para ahorrar tiempo y costos de cálculo los resultados tienen gran incertidumbre. Estos resultados tienen aún más incertidumbre para sistemas dinámicos donde además se debe tener en cuenta el tamaño de paso temporal que incrementa de manera considerable el tiempo de ejecución de las simulaciones.

Por otro lado, Kumar *et al.*¹⁴ realizaron una revisión donde encontraron que la mayoría de los investigadores trabajan con agua como fluido caloportador. Esto es debido a que se ha encontrado que la generación directa de vapor mejora la rentabilidad de la generación de energía en términos de mayor eficiencia térmica, menor coste global y excelente potencial de ampliación.⁸ Por lo tanto, es necesario desarrollar un modelo matemático ampliamente aplicable para el análisis de rendimiento/sensibilidad de la generación directa de vapor.⁸

En el presente trabajo se desarrolla un modelo dinámico de transferencia de calor para flujo bifásico ampliamente aplicable a concentradores solares de tipo cilindro-parabólico y tipo Fresnel, que utilizan como fluido de trabajo agua. El modelo es resultado numéricamente e implementado en C++ para una rápida ejecución, permitiendo obtener resultados en tiempo real, debido a que representa una ligera carga computacional comparado con el software CFD. El modelo es validado con datos reportados en la literatura. Finalmente se analiza la eficiencia de un concentrador solar tipo Fresnel cuando se tiene generación directa de vapor en el tubo absorbedor, es decir bajo condiciones de flujo bifásico.

MODELO MATEMÁTICO

En esta sección se presenta el modelo matemático dinámico para flujo bifásico el cual consiste básicamente en cuatro ecuaciones que representan el transporte de momento, el transporte de masa y la conservación de la energía para cada fase. Posteriormente, se presenta el modelo dinámico de transferencia de calor para el tubo absorbedor y finalmente se menciona el método de solución numérica.

Modelo de Flujo Bifásico

El modelo dinámico de flujo bifásico considera 4 ecuaciones bajo la suposición de flujo homogéneo, unidimensional. Las Ecs. (1) - (4) representan el transporte de momento para flujo homogéneo, la conservación de la energía, el transporte de masa para la fase vapor y el transporte de masa para la fase de líquida, respectivamente,¹⁵

$$\frac{\partial G_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{G_m^2}{\rho_m} \right) = \frac{\partial p}{dz} - f \frac{G_m |G_m|}{2\rho_m D_h} \quad (1)$$

$$\rho_m \frac{\partial h_m}{\partial t} + G_m \frac{\partial h_m}{\partial z} = \frac{q'' P_h}{A_f} + \frac{\partial p}{dt} + \frac{G_m}{\rho_m} \left(f \frac{G_m |G_m|}{2\rho_m D_h} + \frac{dp}{dz} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha)}{\partial t} + \frac{\partial(G_m x)}{\partial z} = \Gamma_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho_l [1-\alpha])}{\partial t} + \frac{\partial(G_m [1-x])}{\partial z} = \Gamma_l \quad (4)$$

donde G_m es el flux de masa de la mezcla homogénea, ρ_m es la densidad de la mezcla, ρ_l es la densidad del líquido, ρ_v es la densidad del vapor, p es la presión, f es el coeficiente de fricción, D_h es el diámetro hidráulico, h_m es la entalpía específica de la mezcla, q'' es la potencia por unidad de área transferida entre el fluido de trabajo y la pared de contacto, P_h es el perímetro mojado, α es la fracción de vacíos, x es la calidad del vapor, Γ_v es generación de masa de vapor por unidad de volumen, Γ_l es la generación de masa de líquido por unidad de volumen, A_f es el área de flujo, z es la componente axial espacial y t es el tiempo.

Por otro lado, la densidad de la mezcla, la calidad del vapor, y la fracción de vacíos se calculan como muestran las Ecs. (5), (6) y (7), respectivamente.

$$\rho_m = \rho_l (1-\alpha) + \rho_v \alpha \quad (5)$$

$$x = \frac{h_m - h_l}{h_{fg}} \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (7)$$

donde h_{fg} es la entalpía específica de cambio de fase y h_l es la entalpía específica de la fase líquida. La potencia transferida por unidad de área entre la pared y el fluido se establece de la siguiente manera,

$$q'' = h_{cw} \left(T_t|_{r=r_{in}} - T_m \right) \quad (8)$$

donde T_t y T_m representan las temperaturas de la pared del tubo y de la mezcla del fluido, respectivamente; h_{cw} es el coeficiente de transferencia de calor entre la pared y el fluido, que depende de la calidad del vapor y la velocidad del flujo. Es decir, se tiene flujo en bifásico, el coeficiente de transferencia de calor convectivo es calculado usando la correlación propuesta por Chen,¹⁶ la cual calcula el coeficiente de transferencia de calor para flujo bifásico como la suma de las contribuciones de las fases líquida y vapor,

$$h_{cw} = h_{cf} + h_{cv} \quad (9)$$

donde h_{cf} y h_{cv} son las contribuciones de las fases líquida y vapor, respectivamente.

El valor de h_{cf} se obtiene con la siguiente expresión,

$$h_{cf} = 0.023 \left[\frac{G_m (1-x) D_h}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} F \quad (10)$$

donde μ_l es la viscosidad dinámica, k_l es la conductividad térmica, y Pr_l es el número adimensional de Prandtl de la fase líquida que está definido como,

$$Pr_l = \frac{Cp_l \mu_l}{k_l} \quad (11)$$

donde Cp_l es la capacidad calorífica de la fase líquida. El factor F varía de la siguiente manera,

$$F = 1 \quad \frac{1}{X_{tt}} < 0.1 \quad (12)$$

$$F = 2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right) \quad \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 \quad (13)$$

X_{tt} se denomina parámetro de Lockhart y Martenelli,¹⁷ y se calcula de la siguiente forma,

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (14)$$

donde μ_v es la viscosidad dinámica de la fase vapor.

Para el cálculo de h_{cv} se tiene,

$$h_{cv} = S_s (0.00122) \left[\frac{k_l^{0.79} Cp_l^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma_w^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg} \rho_v^{0.24}} \right] \left(T_t|_{r=r_{in}} - T_{sat} \right)^{0.24} \left(p_{sat}|_{T_t|_{r=r_{in}}} - p_{sat}|_{T_{sat}} \right)^{0.75} \quad (15)$$

donde σ_w es la tensión superficial, T_{sat} es la temperatura de saturación del fluido a la presión establecida, p_{sat} es la presión de saturación del fluido en la temperatura evaluada. S_s es el factor de supresión y es dado por,

$$S_s = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} Re_s^{1.17}} \quad (16)$$

donde

$$Re_s = Re_l F^{1.25} \quad (17)$$

y

$$Re_l = \frac{G_m (1-x) D_h}{\mu_l} \quad (18)$$

Re_l es el número de Reynolds de la fase líquida.

El coeficiente de transferencia de calor para la fase líquida se calcula en función del valor de número de Reynolds de acuerdo con las siguientes correlaciones,

Correlación de Edward,¹⁸

$$h_{cw} = \left(3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D_h}{L_t} \right) \text{Re}_l \text{Pr}_l}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D_h}{L_t} \right) \text{Re}_l \text{Pr}_l \right]^{\frac{2}{3}}} \right) \frac{k_l}{D_h} \quad \text{Re}_l < 2300 \quad (19)$$

Correlación de Pethukov,¹⁹

$$h_{cw} = \left(\frac{0.125 \text{Re}_l \text{Pr}_l^{1/3}}{(0.79 \ln \text{Re}_l - 1.64)^2} \right) \frac{k_l}{D_h} \quad 2300 < \text{Re}_l < 10000 \quad (20)$$

Correlación de Dittus-Boltter,²⁰

$$h_{cw} = (0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4}) \frac{k_l}{D_h} \quad \text{Re}_l > 10000 \quad (21)$$

donde L_t es la longitud de la tubería.

Para calcular el coeficiente de fricción para la fase líquida se utilizó la correlación de Colebrook²¹ aproximada por Haaland²² para una fácil manipulación,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[\frac{6.9}{\text{Re}_l} + \left(\frac{\varepsilon / D_h}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (22)$$

donde ε es la rugosidad del tubo. El coeficiente de fricción en el caso de flujo bifásico está dado por,

$$f = f_l \phi^2 \quad (23)$$

donde f_l es el coeficiente de fricción de Blasius²³ y ϕ^2 es el multiplicador de fricción, dados por

$$f_l = 0.0791 \text{Re}_l^{-0.25} \quad (24)$$

$$\phi^2 = \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \left[1 + x \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} - 1 \right) \right]^{-0.25} \quad (25)$$

El segundo término del lado derecho de la Ec. (25) representa la correlación de McAdams *et al.*²⁴

Transferencia de calor en el tubo absorbedor

Para considerar la transferencia de calor a través del radio del tubo absorbedor del concentrador solar, se evalúa la ecuación de transferencia de calor por conducción en la dirección radial y se aplica para cada nodo axial una vez que el sistema está nodalizado,

$$(\rho Cp)_t \frac{\partial T_t}{\partial t} = k_t \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_t}{\partial r} \right) \quad r_{in} \leq r \leq r_{out} \quad (26)$$

donde el subíndice t asocia las propiedades térmicas del tubo del concentrador solar, r_{in} y r_{out} son el radio interno y externo del tubo, respectivamente. Las condiciones de frontera de la Ec. (26) son las siguientes,

$$k_l \frac{\partial T_t}{\partial r} \Big|_{r=r_{in}} = h_{cw} (T_t|_{r=r_{in}} - T_m) \quad (27)$$

$$-k_l \frac{\partial T_t}{\partial r} \Big|_{r=r_{out}} = q_{sri} - q_p \quad (28)$$

donde q_{sri} es la radiación solar incidente y q_p es el calor perdido por radiación y/o convección.

Solución numérica

Las Ecs. (1) - (4) y (26), son aproximadas mediante el método de diferencias finitas y son resueltas de manera explícita, excepto la Ec. (26) que es resuelta de forma implícita mediante el algoritmo de Thomas.²⁵

VALIDACIÓN

Para validar el modelo desarrollado en este trabajo se comparan los resultados obtenidos con los datos reportados por Sahoo *et al.*²⁶ y Sahoo *et al.*²⁷ Los primeros, presentan la validación de un modelo propio de los autores y, los segundos, presentan el resultado obtenido utilizando el código de simulación RELAP5/MOD3,²⁸ donde se implementa el mismo experimento, el cual consiste en el calentamiento de agua en un sistema de tubos absorbedores con un Reflector Solar Fresnel Lineal, donde la cavidad receptora tiene geometría trapezoidal y está llena de aire, lo que aumenta las pérdidas de calor dada la convección natural, adicionalmente tiene una cubierta de vidrio en la parte inferior donde incide la radiación solar. Debajo de la cavidad receptora se tienen 8 espejos reflectores de 1.8 m de ancho y una longitud de 48 m. La longitud de la cavidad receptora es de 48 m, donde el tubo receptor tiene una longitud total de 384 m, como muestra la figura 1. Las características principales del concentrador solar para este trabajo se muestran en la tabla I.

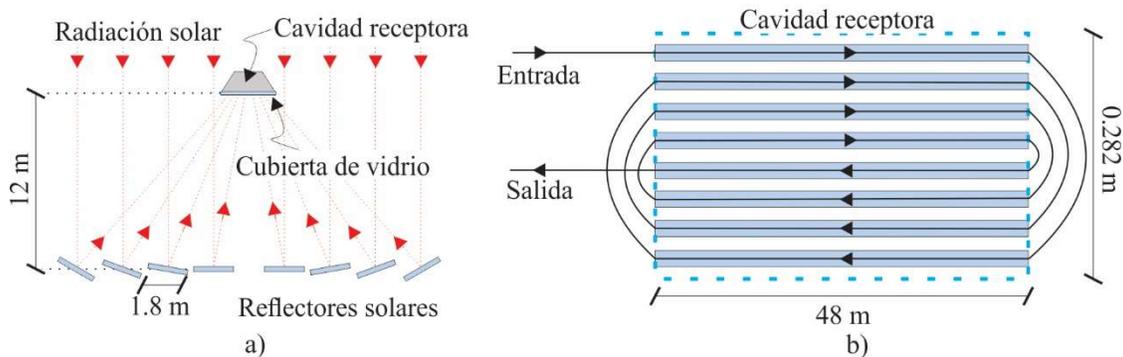


Fig. 1. a) Reflector lineal Fresnel y b) configuración del tubo absorbedor dentro de la cavidad receptora.

Tabla II. Características del concentrador solar.²⁶

Parámetro	Valor	Unidad
Presión del sistema	4.5	MPa
Número de espejos reflectores (n_m)	8	-
Amplitud de los espejos (W)	1.8	m
Longitud de los espejos (L_m)	48	m
Reflectividad de los espejos (γ)	0.8	-
Longitud de la cavidad (L_m)	48	m
Longitud del tubo absorbedor (L_t)	384	m
Radio interno del tubo (r_{in})	13.35	mm
Radio externo del tubo (r_{out})	16.7	mm
Radiación solar normal a los espejos (q_{sol})	667	W m ⁻²
Flujo másico (m)	0.15	kg/s

Por un lado, es necesario determinar la cantidad de radiación incidente en el tubo receptor, la cual está dada por,

$$q_{sri} = \frac{n_m A_m \gamma}{2\pi r_{out} L_t} q_{sol} \quad (29)$$

donde q_{sol} es la radiación normal que incide en los espejos y A_m es el área de un espejo. Por otro lado, en el trabajo de Sahoo *et al.*²⁷ se muestra la curva de pérdida de calor (emisión y convección) en función de la temperatura del tubo concentrador, la cual fue obtenida mediante el sistema experimental y de los datos dados de Sahoo *et al.*²⁶ En este trabajo la curva es aproximada con la Ec. (30) con un valor de la bondad ajuste de la regresión propuesta de $R^2 = 0.9997$

$$q_p = 1015.7 - 8.0639 T_t \Big|_{r_{out}} + 0.0157 T_t^2 \Big|_{r_{out}} \quad (30)$$

Las Ecs. (29) y (30) son agregadas al modelo matemático a través de la Ec. (28) para determinar la cantidad de calor que se transporta hacia el fluido de trabajo. Una vez realizado lo anterior, se comparan los resultados obtenidos por el presente modelo y los resultados obtenidos en²⁶ y ²⁷, tanto resultados experimentales como obtenidos por los códigos utilizados.

Debido a que el modelo realizado es dinámico, es necesario tomar los datos, para la validación, una vez que se alcanza el estado estacionario. La figura 2 muestra el calentamiento del fluido en el tubo absorbedor a diferentes tiempos, alcanzando el estado estacionario después de 1500 s. La figura 3a muestra la comparación de la temperatura del fluido a través del tubo absorbedor, donde es evidente que el modelo propuesto, en el presente trabajo, describe de manera bastante exacta la transferencia de calor en el tubo absorbedor. El modelo realizado por Sahoo *et al.*²⁶ y la simulación hecha con RELAP5 en el trabajo de Sahoo *et al.*²⁷ muestran resultados bastante similares con una leve desviación con respecto a los resultados experimentales antes de alcanzar la temperatura de saturación. Con respecto a la calidad del vapor, la figura 3b muestra que el trabajo realizado por Sahoo *et al.*²⁶ (curva azul) tiene un ajuste formidable con el resultado experimental, con un valor cercano a 0.355, sin embargo, lo obtenido en Sahoo *et al.*²⁷ (curva verde) sobrestima con un valor cercano a 0.396, y con el presente trabajo (curva negra) se tiene un valor de 0.340 de la calidad. Por lo antes mencionado, del presente modelo se obtienen resultados aceptables en comparación a los datos experimentales, con un mejor ajuste en la temperatura del fluido, por lo cual el modelo puede ser aplicado para otro escenario donde se considere flujo en dos fases.

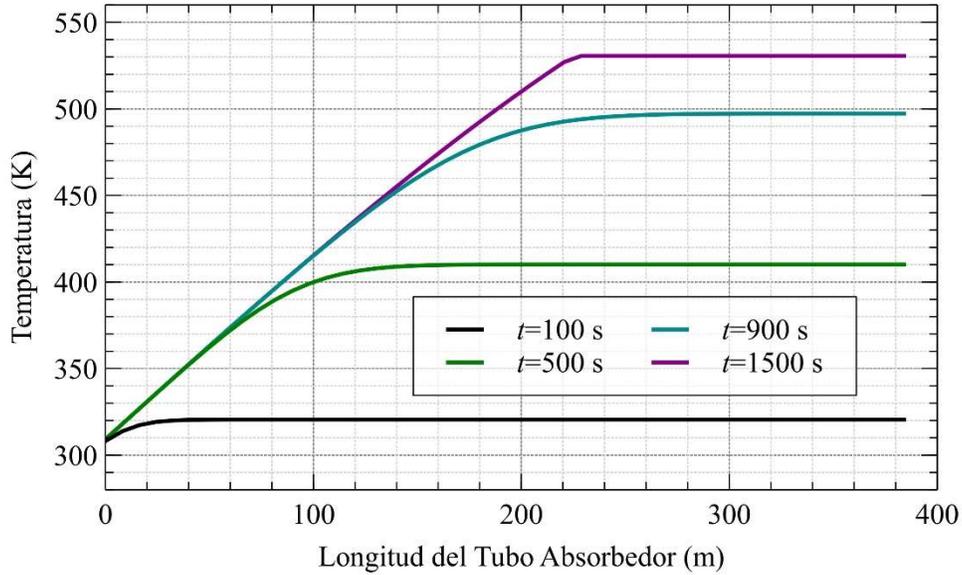


Fig. 2. Temperatura del fluido a través del tubo absorbedor a diferentes tiempos.

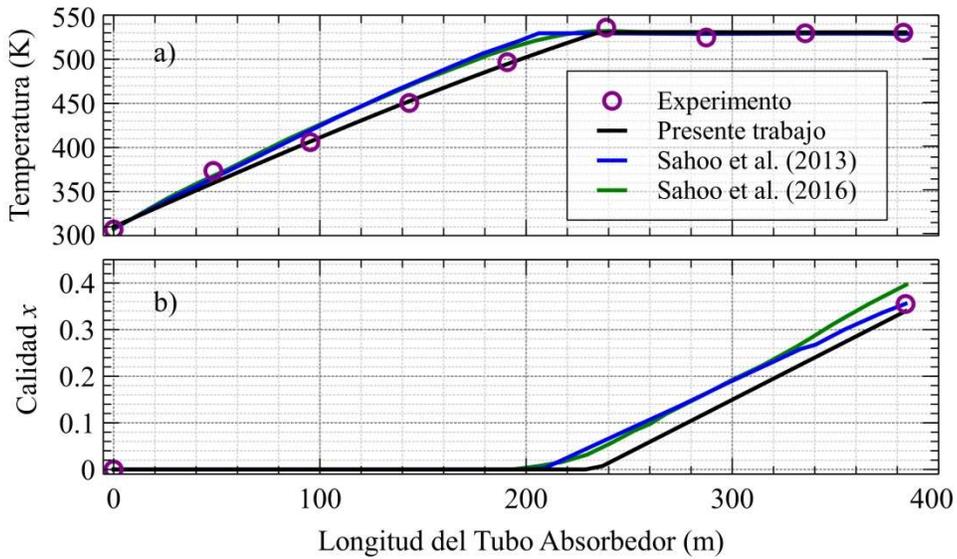


Fig. 3. Temperatura del fluido a través del tubo absorbedor y calidad del vapor.

CASO DE ESTUDIO

Con el fin de determinar la eficiencia de este tipo de concentrador, resulta prudente realizar un análisis de eficiencia en función de la radiación incidente, debido a que el recurso solar depende de las condiciones ambientales como nubosidad, contaminación, humedad, etc. Por lo anterior, mediante la variación de la radiación incidente se establece la eficiencia del concentrador manteniendo constante el valor del flujo de agua. En la figura 4a se muestra la variación del perfil de temperatura a diferentes condiciones de radiación incidente en los espejos del concentrador, y en la figura 4b se muestra la pérdida de calor a través del concentrador. En la figura 4a se observa que, al aumentar la cantidad de radiación solar incidente, en los espejos el agua alcanza la temperatura de saturación en posiciones más cercanas a la posición de entrada del fluido y se mantiene a la misma temperatura, a lo largo del tubo absorbedor, siempre y cuando no se obtenga vapor sobrecalentado. Esto altera

considerablemente a la pérdida de calor, debido a que al llegar a la temperatura de saturación la pérdida de calor es constante debido a que la temperatura superficial del tubo absorbedor es constante, esto se ilustra en la figura 4b y se corrobora con la figura 4a.

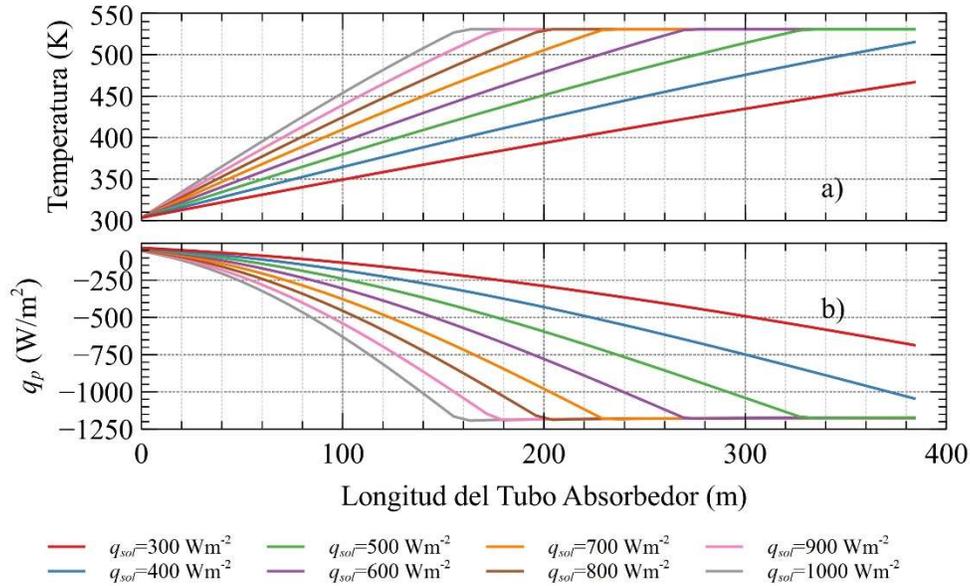


Fig. 4. a) Variación de la temperatura y b) pérdida de flujo calor a través del concentrador para distinta radiación incidente.

Independientemente de las necesidades a las que el fluido de trabajo debe de salir del concentrador, la eficiencia en este trabajo está relacionada específicamente en el aprovechamiento del recurso solar, y para dicho propósito se emplea la siguiente ecuación,

$$Ef = \dot{m} \frac{(h_m|_{z=L_t} - h_m|_{z=0})}{q_{sri} A_t} \quad (31)$$

donde \dot{m} es el flujo de agua. En la figura 5 se grafica la eficiencia en función de la radiación incidente con la misma parametrización de ésta, como la que se mostró en la figura 4. En la Figura 5 se puede ver que ante condiciones de radiación menores a los $500 Wm^{-2}$ existe una reducción gradual en la eficiencia del concentrador solar que, como se describió acerca de la figura 4b, está ligada a la pérdida de calor gradual ya que el fluido de trabajo absorbe calor sensible bajo esta condición de radiación incidente, excepto por una región de 50 m en el caso de $500 Wm^{-2}$. Para valores de radiación solar mayores a $500 Wm^{-2}$, el calor latente en el fluido de trabajo toma relevancia en la pérdida de calor constante en estas regiones, por lo que un aumento en la eficiencia es descrito en la figura 5. Sin embargo, la variación de la eficiencia en función de la radiación solar mantiene su valor alrededor de 62.5 % con una variación de $\pm 0.75\%$.

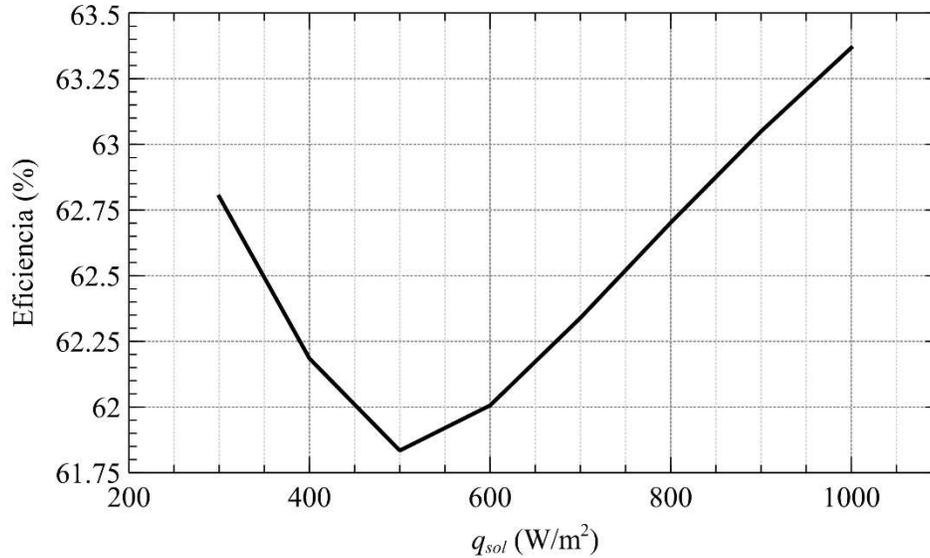


Fig. 5. Eficiencia del concentrador en función de la radiación solar.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se realizó un modelo matemático dinámico de transferencia de calor para flujo bifásico, el cual fue validado con datos experimentales de Sahoo *et al.*²⁶, mostrando resultados adecuados con un mejor ajuste en el perfil de temperaturas del fluido a través del concentrador, y una calidad de vapor del agua a la salida del concentrador solar con un valor de $x = 0.340$ en la simulación, en comparación con el valor experimental de $x = 0.355$, dando un error del 4.22 %, que es bastante aceptable para el modelo matemático.

Como caso de estudio se evaluó la eficiencia térmica del concentrador solar con el modelo matemático para diferentes condiciones de recurso solar, es decir, radiación proveniente del sol. De este último se determinó que el efecto de calor latente hace que el calor perdido prevalezca constante en regiones donde se ha alcanzado la temperatura de saturación, como es de esperarse, ya que la pérdida de calor es función de la temperatura del tubo absorbedor como se presenta en Ec. (30), afectando de este modo en la eficiencia del sistema, debido a que la pérdida calor aumenta en regiones donde el calor sensible es predominante como consecuencia del aumento de temperatura del fluido, y así, la temperatura del tubo absorbedor. Cabe mencionar que esta variación en la eficiencia no es tan perceptible, solo oscila en $\pm 0.75\%$ del valor medio que está alrededor del 62.5 %.

REFERENCIAS

1. S.F. Moosavian, D. Borzuei, A. Ahmadi, Energy, exergy, environmental and economic analysis of the parabolic solar collector with life cycle assessment for different climate conditions, *Renew. Energy*. 165 (2021) 301–320. doi:10.1016/J.RENENE.2020.11.036.
2. S.K. Sansaniwal, V. Sharma, J. Mathur, Energy and exergy analyses of various typical solar energy applications: A comprehensive review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82 (2018) 1576–1601. doi:10.1016/J.RSER.2017.07.003.
3. A. Raheem, W. Siddique, Z.H. Farooqui, T. Salameh, I. Haq, K. Waheed, K. Qureshi, Performance evaluation of adding Helical-screw Tape Inserts in Parabolic Solar Trough Collectors as a Source of Cleaner Energy Production, *J. Clean. Prod.* 297 (2021) 126628.
4. P.P. Dutta, S.S. Begum, H. Jangid, A.P. Goswami, T. Doley, M. Bardalai, P.P. Dutta, Modeling and performance evaluation of a small solar parabolic trough collector (PTC) for possible purification of drained water, *Mater. Today Proc.* (2021). doi:10.1016/J.MATPR.2021.04.489.
5. B. Mohseni-Gharyehsafa, J.A. Esfahani, K.C. Kim, H. Ouerdane, Soft computing analysis of

- thermohydraulic enhancement using twisted tapes in a flat-plate solar collector: Sensitivity analysis and multi-objective optimization, *J. Clean. Prod.* 314 (2021) 127947.
6. H. Weldekidan, V. Strezov, R. Li, T. Kan, G. Town, R. Kumar, J. He, G. Flamant, Distribution of solar pyrolysis products and product gas composition produced from agricultural residues and animal wastes at different operating parameters, *Renew. Energy.* 151 (2020) 1102–1109.
 7. X. Xu, K. Vignarooban, B. Xu, K. Hsu, A.M. Kannan, Prospects and problems of concentrating solar power technologies for power generation in the desert regions, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 53 (2016) 1106–1131. doi:10.1016/J.RSER.2015.09.015.
 8. R. Pal Kumar, K.R. Kumar, Investigations of thermo-hydrodynamics, structural stability, and thermal energy storage for direct steam generation in parabolic trough solar collector: A comprehensive review, *J. Clean. Prod.* 311 (2021) 127550. doi:10.1016/J.JCLEPRO.2021.127550.
 9. S. Thappa, A. Chauhan, Y. Anand, S. Anand, Analytical comparison of two distinct receiver tubes of a parabolic trough solar collector system for thermal application, *Mater. Today Proc.* 28 (2020) 2212–2217.
 10. A. Najafi, A. Jafarian, A. Arabkoohsar, A thorough three-dimensional simulation of steam generating solar parabolic trough collectors, a benchmark of various methods' accuracy, *Sustain. Energy Technol. Assessments.* 47 (2021) 101456. doi:10.1016/J.SETA.2021.101456.
 11. S.E. Ghasemi, A.A. Ranjbar, Effect of using nanofluids on efficiency of parabolic trough collectors in solar thermal electric power plants, *Int. J. Hydrogen Energy.* 42 (2017) 21626–21634. doi:10.1016/J.IJHYDENE.2017.07.087.
 12. M. Siavashi, M. Vahabzadeh Bozorg, M.H. Toosi, A numerical analysis of the effects of nanofluid and porous media utilization on the performance of parabolic trough solar collectors, *Sustain. Energy Technol. Assessments.* 45 (2021) 101179. doi:10.1016/J.SETA.2021.101179.
 13. R. Kumar Pal, K. Ravi Kumar, Two-fluid modeling of direct steam generation in the receiver of parabolic trough solar collector with non-uniform heat flux, *Energy.* 226 (2021) 120308. doi:10.1016/J.ENERGY.2021.120308.
 14. A. Kumar, A. Kumar Tiwari, Z. Said, A comprehensive review analysis on advances of evacuated tube solar collector using nanofluids and PCM, *Assessments.* 47 (2021) 101417.
 15. N.E. Todreas, M.S. Kazimi, *Nuclear Systems I: Thermal Hydraulic Fundamentals*, Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1990.
 16. J.C. Chen, A Correlation for Boiling Heat Transfer or Saturated Fluids in Convective Flow, *ASME Pap.* 63-HT-34. (1963).
 17. R.W. Lockhart, R. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.* 45 (1949) 39–48.
 18. D.K. Edwards, V.E. Denny, A.F. Mills, *CHAPTER VI Transfer Processes*, 2nd ed., Washington, D.C, 2008. doi:10.1016/s0074-6142(08)60507-0.
 19. B.S. Pethukov, Heat Transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Adv. Heat Transf.* 6 (1970) 504–564.
 20. F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 12 (1985) 3–22.
 21. C.F. Colebrook, Turbulent flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition between the Smooth and Rough Pipes Laws, *J. Inst. Civ. Eng. London.* 11 (1939) 133–156.
 22. S.E. Haaland, Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow, *J. Fluids Eng.* (1983) 89–90.
 23. R.B. Bird, W.E. Stewart, E.N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, Wiley, 1924.
 24. W.H. McAdams, W.K. Woods, L.C. Heroman, Vaporization inside horizontal tubes - II: Benzene-oil mixture, *Trans. ASME.* 64 (1942) 193–200.
 25. S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Mc Graw Hill Book Company, New York, 1980.
 26. S.S. Sahoo, S. Singh, R. Banerjee, Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used

- in Linear Fresnel Reflector solar thermal system, *Solar Energy, Sol. Energy.* 87 (2013) 84–95.
27. S.S. Sahoo, S. Singh, R. Banerjee, Thermal hydraulic simulation of absorber tubes in linear Fresnel reflector solar thermal system using RELAP, *Renew. Energy* 2. 86 (2016) 507–516.
28. INEL, RELAP5/MOD3 code manual: Code structure, system models, and solution methods. Volume 1, Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC (United States), 1995.