


Desempeño de un concentrador solar e influencia de la altura hidrodinámica de los tubos en el efecto termosifón

Performance of a solar concentrator and influence of the tube's hydrodynamic height on the termosiphon effect

 Joaquín Mateo Bustos Barragán

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Ciencias, Carrera de Física, Riobamba, Ecuador.

joaquin.bustos@esPOCH.edu.ec

RESUMEN

El objetivo del artículo fue investigar el impacto de las uniones de los tubos de vacío en el efecto termosifón. Se analizó el efecto de las conexiones de los tubos en el calentador solar empleando dos disposiciones de alturas diferentes. Se simuló dichas configuraciones bajo las mismas condiciones con un software que nos permitió introducir datos relativos a la ciudad de Riobamba, la cual posee una latitud baja. El primer diseño se realizó insertando los tubos de vacío en la mitad del tanque mientras que en el segundo se colocó en el fondo del tanque. Para el análisis térmico-óptico, se empleó un reflector solar y se manipuló los datos obtenidos durante la simulación efectuada. Se encontró en el tanque, una mayor distribución de temperaturas para alturas hidrodinámicas mayores. Se determinaron valores aceptables de calor útil y pérdidas de calor. La posición de las uniones influyó directamente en el efecto termosifón ya que esta aumentaba la fuerza con la que el agua circulaba alrededor del tanque debido al mayor volumen de agua en esta configuración. Las pérdidas de calor evidenciaron la necesidad de emplear otro tipo de cobertor. Sin embargo, este modelo generó suficiente energía para ser empleada de manera doméstica.

Palabras claves: *Concentrador solar, Desempeño del colector, Altura Hidrodinámica.*

ABSTRACT

The aim of the article was to investigate the impact of vacuum tube joints on the thermosiphon effect. The effect of the tube connections in the solar heater was analyzed using two different height arrangements. These configurations were simulated under the same conditions through software that allowed us to enter data related to the city of Riobamba, which has a low latitude. The first design was made by inserting the vacuum tubes in the middle of the tank, while the second was placed at the bottom of the tank. For the thermal-optical analysis, a solar reflector was used, and the data obtained during the simulation was manipulated. A greater temperature distribution was found in the tank for higher hydrodynamic heights. Acceptable values of useful heat and heat losses were determined. The position of the joints directly influenced the thermosiphon effect since it increased the force with which the water circulated in the tank due to the greater volume of water in this configuration. The heat losses evidenced the need to use another type of cover. However, this model generated enough energy to be used domestically.

Keywords: *Solar concentrator, Colector performance, Hydrodynamic Height.*

I. INTRODUCCIÓN

El calentador solar es un dispositivo cuya función consiste en coleccionar radiación solar directa y difusa para un uso tanto doméstico como industrial (1). Los colectores solares de tubos al vacío son una fila de tubos paralelos generalmente de vidrio transparente. Cada uno de estos tubos contiene dentro un tubo absorbente cuya recubierta tiene una pintura dada. El espacio entre los dos tubos es vaciado de tal forma que no contenga aire (2). Estos tubos presentan un efecto termosifón o empuje de Arquímedes, donde el agua de mayor temperatura que colinda con las paredes del tubo interno calentado sube hasta el reservorio y el agua fría del centro del tubo desciende debido a la diferencia entre sus densidades (3). En los colectores solares de tubos de vacío la convección es el principal modo por el cual el calor es distribuido a través del agua. El calor se transmite por convección cuando este es transportado de un lugar a otro a través de partículas en movimiento en la materia (4). La radiación es la transferencia de calor a través de ondas electromagnéticas (5), cuando los cuerpos absorben esta energía elevan su temperatura. Para analizar el desempeño del concentrador solar se introdujo un reflector solar cilindro parabólico. Un reflector cilindro-parabólico es un cilindro cuya sección transversal tiene la forma de una parábola y se encarga de concentrar la radiación solar en una superficie o receptor (6). La radiación total absorbida por los tubos es calculada mediante el modelo HDKR. En este modelo se considera la radiación del horizonte agregando un factor de corrección a la radiación isotrópica difusa (7). La presión hidrodinámica de un fluido está directamente relacionada con la altura de este. Es decir, mientras más altura exista para un cuerpo en un fluido este experimentará mayor presión. De esta forma, se analizan las diferencias de temperaturas en el tanque obtenidas con tubos de vacío dispuestos en diferentes sectores del concentrador solar. El calor útil es energía térmica que puede ser empleada de manera doméstica (8,9). Valores apropiados de calor útil nos permitirán poder emplear esta fuente de energía limpia en lugar de otros medios contaminantes

II. MATERIALES Y MÉTODOS

Para este estudio, la unidad de análisis son los datos de radiación global obtenidos a través de los piranómetros de la ESPOCH para el 5 de

enero, 7 de enero y 14 de noviembre del 2021 de la ciudad de Riobamba. Se eligieron distintas fechas para considerar la variación del ángulo de incidencia de los rayos solares a lo largo del año. El colector solar empleado fue modelado y diseñado en SolidWorks al igual que el reflector. El Software fue elegido debido a su precisión a la hora de realizar simulaciones.

• Cálculo de intensidad solar sobre los tubos inclinados

La intensidad solar fue hallada mediante el modelo HDKR, que nos ofrece factores de corrección exactos para tubos de vacío inclinados a diferentes ángulos β (9). La relación (1) nos da dicha intensidad, donde A_i el índice anisotrópico, f el factor modulante, R_b el factor geométrico, I_b la radiación directa, I_d la radiación difusa, P_g la densidad del suelo.

(1)

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left(1 + f \operatorname{Sen}^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right) + I_{pg} \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

La correlación de Erbs (10) nos permitió hallar el valor de la radiación directa en función del valor del índice de claridad horario k_T .

(2)

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09 k_T, \wedge k_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604 k_T + 4.388 k_T^2 \\ - 16.638 k_T^3 + 12.336 k_T^4, \wedge 0.22 < k_T \leq 0.8 \\ 0.165, \wedge k_T > 0.8 \end{cases}$$

El índice de claridad horario k_T se define como la fracción entre la radiación total I y extraterrestre en una superficie horizontal I_o (11). Por su parte la radiación extraterrestre sobre una superficie horizontal queda definido según la fecha y las características geográficas del lugar elegido (12). La radiación directa se halló sustrayendo el valor de la radiación total sobre una superficie horizontal con el valor de la radiación difusa.

(3)

$$I_o = \frac{12 \times 360}{\pi} G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360 n}{365} \right) \times$$

$$\left[\cos \phi \cos \delta (\operatorname{sen} \omega_2 - \operatorname{sen} \omega_1) + \frac{\pi (\omega_2 - \omega_1)}{180} \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \delta \right]$$

Se eligió un ángulo de inclinación de 10° debido a que las latitudes en Riobamba son bajas, obteniendo los resultados de la tabla 1, 2 y 3.

Horas	$I_o(J/m^2)$	k_T	$I_d(J/m^2)$	$I_b(J/m^2)$	A_i	f	$I_T(J/m^2)$
9 a.m. – 10 a.m.	3764978,998	0,00012597	474,270623	0,005	1,42817E-09	0,0033671	472,835137
10 a.m. – 11 a.m.	4375085,067	0,000245045	1072,06836	0,024	5,40423E-09	0,00469617	1068,83651
11 a.m. – 12 p.m.	4690899,208	0,000136891	642,136089	0,008	1,68653E-09	0,00351002	640,194357
12 p.m. – 1 p.m.	4690899,208	7,96225E-05	373,498323	0,003	5,70576E-10	0,00267694	372,366793
1 p.m. – 2 p.m.	4375085,067	6,82343E-05	298,529167	0,002	4,19033E-10	0,00247812	297,624314
2 p.m. – 3 p.m.	3764978,998	0,000107325	404,073097	0,004	1,03668E-09	0,00310794	402,849441
3 p.m. – 4 p.m.	2902158,72	4,998E-05	145,049348	0,001	2,2482E-10	0,0021209	144,609284
4 p.m. – 5 p.m.	1845424,01	0,000307999	568,373244	0,016	8,53771E-09	0,00526497	566,657411
5 p.m. – 6 p.m.	666789,5913	0,000101627	67,7633802	0,001	9,29529E-10	0,00302431	67,5581035

Tabla 1. Coeficientes y datos de radiación para un colector inclinado a 10° el 05-01-2021.

Horas	$I_o(J/m^2)$	k_T	$I_d(J/m^2)$	$I_b(J/m^2)$	A_i	f	$I_T(J/m^2)$
11:00:09 a.m. - 12:00:09 p.m.	4697456,092	0,000118386	556,105075	0,006	1,26136E-09	0,00326415	554,422479
12:00:09 p.m. - 1:00:10 p.m.	4697456,092	0,00024721	1161,23116	0,026	5,50014E-09	0,00471687	1157,73218
12:00:09 p.m. - 1:00:10 p.m.	4381158,132	0,000278959	1222,13232	0,031	7,00363E-09	0,00501062	1218,45186

Tabla 2. Coeficientes y datos de radiación para un colector inclinado a 10° el 07-01-2021.

Horas	$I_o(J/m^2)$	k_T	$I_d(J/m^2)$	$I_b(J/m^2)$	A_i	f	$I_T(J/m^2)$
11:00:09 a.m. - 12:00:09 p.m.	4774559,032	0,000198082	945,73714	0,017	3,53128E-09	0,00422225	942,883103
12:00:09 p.m. - 1:00:10 p.m.	4774559,032	0,000227592	1086,62874	0,022	4,66183E-09	0,00452584	1083,35264
1:00:10 p.m. - 2:00:09 p.m.	4452250,96	0,000259402	1154,89604	0,027	6,05605E-09	0,00483179	1151,41609

Tabla 3. Coeficientes y datos de radiación para un colector inclinado a 10° el 14-09-2021.

• **Simulación**

Con la ayuda de Flowsimulation en Solidworks, se introduce los datos de entrada para simular. La tabla 4 resume los datos ingresados. Se creó un proyecto con la herramienta Wizard en el simulador. Ahí, se eligió como sistema de unidades el SI. Luego, como tipo de análisis, se eligió análisis interno. En cuanto a las características físicas, se marcó conducción de calor en sólidos. Aparte, en el estudio se especificó que es dependiente del tiempo, que incluye efectos gravitacionales y de radiación. El modelo de radiación fue de tipo transferencia discreta. La radiación solar se

definió según la dirección e intensidad de los rayos y también en función del ángulo azimutal y la altitud. El tiempo de simulación fue desde las 11 a.m. hasta las 1 p.m.

Variable	Valor
Temperatura del sólido (K)	293
Presión (hPa)	122
Velocidad del viento (m/s)	5
Temperatura del cielo (K)	276.15

Tabla 4. Datos de entrada.

El concentrador solar fue diseñado con 20 tubos de borosilicato y 20 tubos internos de nitrato de

aluminio de 176.38 cm. Estos, se conectaron a un tanque con agua. El reflector se modeló como una chapa metálica. Los puntos que corresponden a la altura de 28 cm de los tubos al techo del tanque son: A', B', D' Y C'. Los otros puntos corresponden a la unión con altura de 18.38 cm. Estos distintos modelos de unión se muestran en la Figura 1.

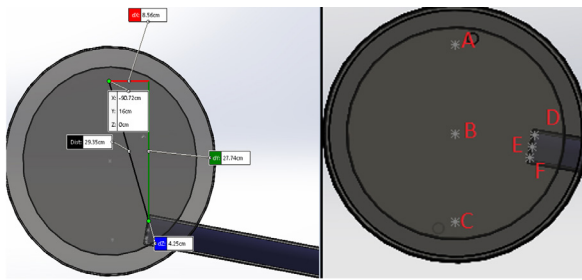


Figura 1. a) Disposiciones de los tubos en el tanque. b) Puntos empleados Para la recolección de datos

En la última simulación, se colocó un reflector encarando al oeste, de tal forma que reflejará los rayos entre las 9:00 a.m. y 10:00 a.m. el 5 de noviembre del 2021. Los resultados de este proceso se emplearon para analizar el desempeño del sistema.

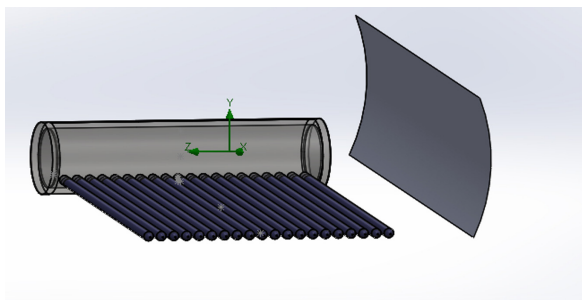


Figura 2. Colector solar con reflector solar.

Parámetros	Valores
Ángulo de la parábola	25°

Tabla 5. Valor del ángulo de curvatura del reflector.

• **Análisis del desempeño del colector**

El análisis del desempeño del colector solar se realizó el 5 de enero del 2021 entre las 9:00 a.m. y 10:00 a.m. Las horas elegidas se deben a que a estas horas tenemos un ángulo de incidencia en donde los haces de luz no inciden perpendicularmente a los tubos y por ende el reflector posee un papel clave en el aumento de su rendimiento. Al mediodía resultó inútil colocar el reflector debajo de los tubos ya que la sombra generada sobre el mismo era lo suficientemente grande para que el dispositivo no funcionara

adecuadamente. Los resultados esperados a partir del mediodía se consideraron semejantes a los obtenidos en la mañana, por lo que se decidió omitir estas simulaciones. Se eligió una fecha para analizar el desempeño del colector debido a la complejidad de la simulación, lo cual presentaba problemas grandes en términos de tiempo y rendimiento del ordenador. Las ecuaciones empleadas para analizar el desempeño del colector solar son las siguientes.

$$Re = \frac{v \rho d}{\mu_f} \tag{4}$$

$$Nu = \frac{h_w D_{co}}{k} \tag{5}$$

$$= \pi D_{co} L h_w (T_{co} - T_a) + \epsilon \pi D_{co} L \sigma (T_{co}^4 - T_{sky}^4) \tag{6}$$

$$T_{ci} = Q_{loos} \ln \left(\frac{D_{co}}{D_{ci}} \right) \frac{1}{2\pi k_c L} + T_{co} \tag{7}$$

$$U_L = \frac{Q_{loos}}{A_r (T_r - T_a)} \tag{8}$$

$$A_r = 2\pi r l \tag{9}$$

$$A_a = W * L \tag{10}$$

$$F = \frac{U_o}{U_L} = \frac{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + D_o \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \dots \left| 2k \right|^{-1}}{U_L} \tag{11}$$

$$F' = \frac{F_R}{F} = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_L F} \left[1 - \exp \left(\frac{-A_r U_L F}{\dot{m} C_p} \right) \right] \tag{12}$$

$$F_R = F' F \tag{13}$$

$$S = I_T \rho \gamma \tau \alpha K_{\gamma \tau \alpha} \tag{14}$$

$$Q_u = F_R A_\alpha \left[S - \frac{A_r}{A_\alpha} U_L (T_r - T_\alpha) \right] \tag{15}$$

Con Re el número de Reynolds (13), Nu el número de Nusselt (14), Q_{loos} la pérdida de calor (15), T_{ci} la temperatura interna del cobertor (16), U_L el coeficiente de pérdida (17), F la eficiencia del colector solar (18), F' factor de flujo del colector solar (19), F_R el factor de eliminación de calor (20), S la radiación absorbida (21), Q_u el calor útil (22).

III. RESULTADOS

- Resultados del 14 de noviembre del 2021

Los resultados obtenidos, ilustrados en la Figura 3 y 4, muestran mayores valores de temperatura y velocidad de salida en el tanque para uniones de tubos cercanas al fondo del tanque.

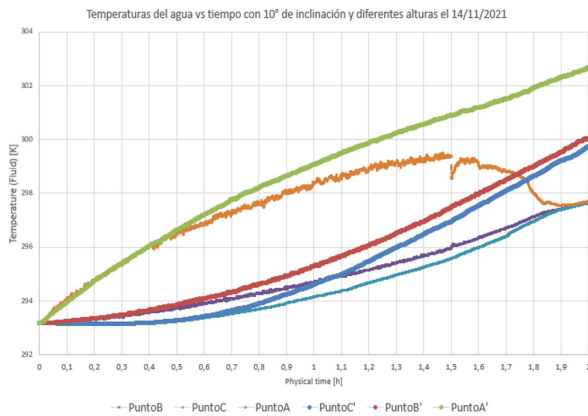


Figura 3. Temperaturas en el tanque para diferentes uniones de tubos el 14/11/2021.

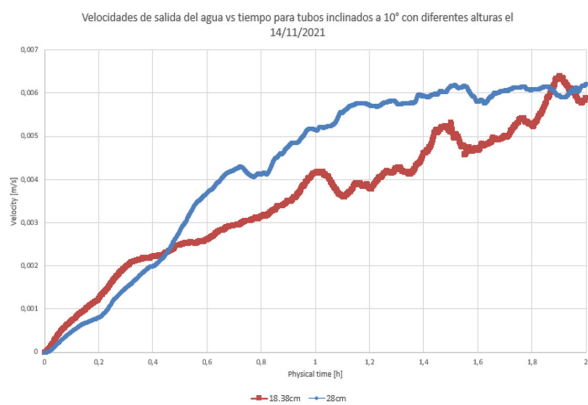


Figura 4. Velocidades de salida del agua para tubos a 10° y mayor altura el 14/11/2021.

La distribución de temperaturas entre estas dos configuraciones se observa a más detalle en la Figura 5.

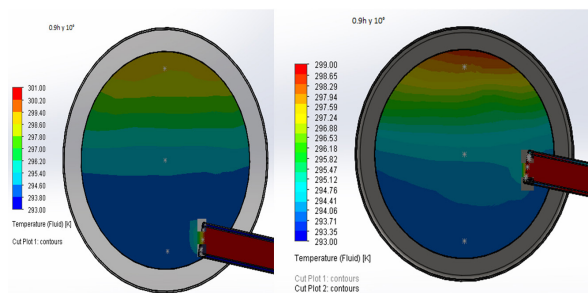


Figura 5. a) Distribuciones de temperaturas con tubos colocados en el fondo del tanque. b) Distribuciones de temperaturas con tubos colocados en medio del tanque.

- Resultados del 5 de enero del 2021

Los resultados obtenidos, ilustrados en la Figura 6 y 7, muestran nuevamente mayores valores de temperatura y velocidad de salida en el tanque para uniones de tubos cercanas al fondo del tanque. Sin embargo, la temperatura en el punto A y A', tuvieron valores semejantes.

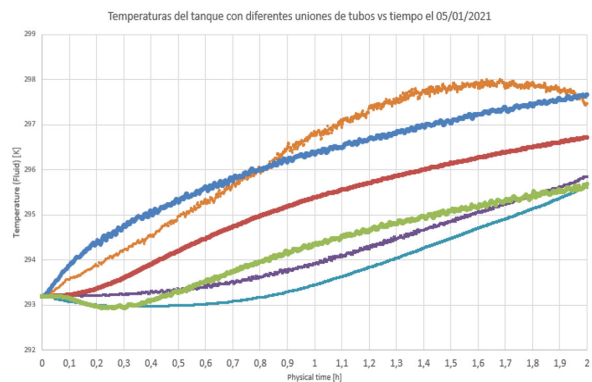


Figura 6. Temperaturas en el tanque para diferentes uniones de tubos el 05/01/2021.

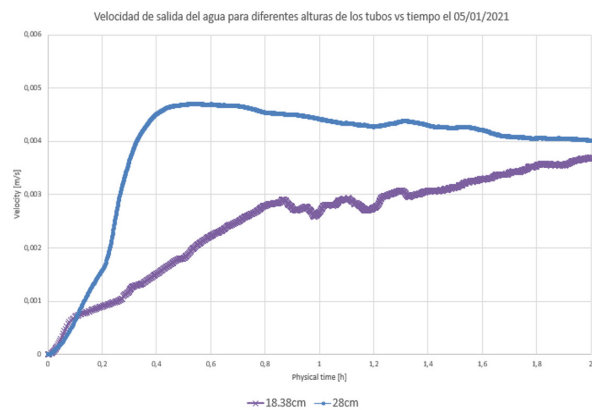


Figura 7. Velocidades de salida del agua para tubos a 10° y mayor altura el 05/01/2021.

La distribución de temperaturas entre estas dos configuraciones se observa a más detalle en la Figura 8.

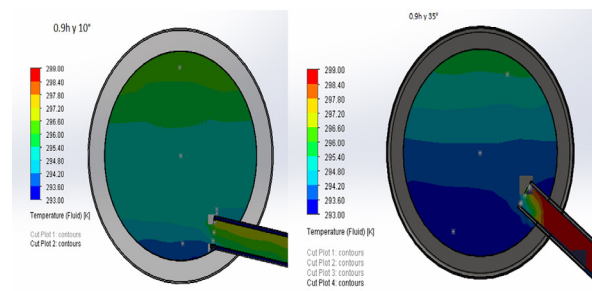


Figura 8. a) Distribuciones de temperaturas con tubos colocados en el fondo del tanque. b) Distribuciones de temperaturas con tubos colocados en medio del tanque.

• **Resultados del 7 de enero del 2021**

Los resultados obtenidos, ilustrados en la Figura 9 y 10, muestran, al igual que en los resultados previos, valores de temperatura y velocidad de salida en el tanque para uniones de tubos cercanas al fondo del tanque.

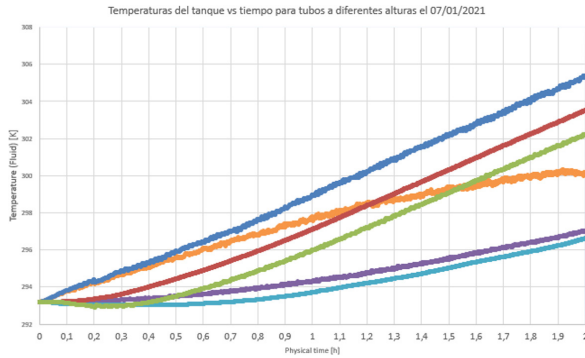


Figura 9. Temperaturas en el tanque para diferentes uniones de tubos el 07/01/2021.

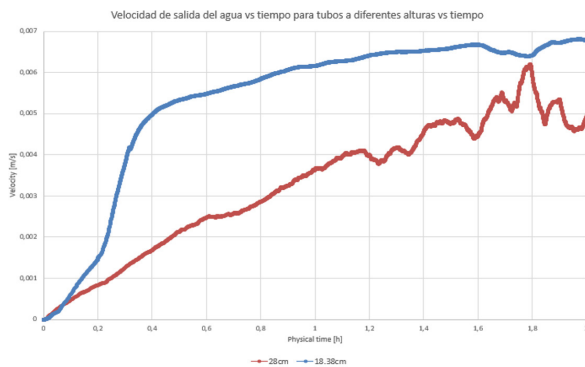


Figura 10. Velocidades de salida del agua para tubos a 10° y mayor altura el 07/01/2021

La distribución de temperaturas entre estas dos configuraciones se observa en la Figura 11.

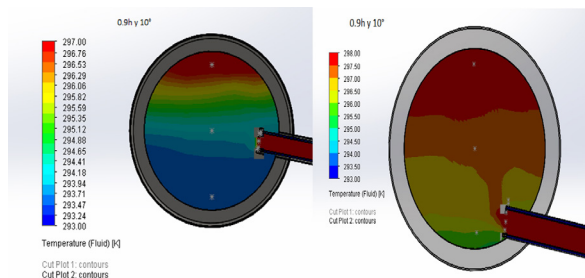


Figura 11. a) Distribuciones de temperaturas con tubos colocados en el medio del tanque. b) Distribuciones de temperaturas con tubos colocados en el fondo del tanque.

• **Análisis del desempeño del colector solar**

Los cálculos de eficiencia se realizaron entre las 9:00 a.m.-10:00 a.m. del colector solar con reflector el día 05/1/2021.

1. Coeficiente de pérdida

Para calcular el coeficiente de pérdida se tomó en cuenta las dimensiones y temperaturas del cobertor y absorbedor. El espesor y radio externo del nitrato de aluminio son de 0.21 cm y 2.4 cm. El tubo de borosilicato, posee un radio de 3 cm con un espesor de 0.2 cm y con las temperaturas registradas posee una emisividad de 0.88.

2. Coeficiente de transferencia del viento

Se obtuvo el número de Reynolds para la temperatura promedio entre el aire y el borosilicato.

$$(16)$$

$$Re = \frac{v \rho d}{\mu_f} = \frac{5 \text{ m/s} * 0.88 \text{ kg/m}^3 * 0.06 \text{ m}}{1.78 \times 10^{-5} \text{ N s/m}^2} = 14831.46$$

Dado que el número de Reynolds es mayor 1000 y menor a 50000, usamos la expresión del número de Nusselt para encontrar el coeficiente de transferencia del viento.

$$Nu = \frac{h_w D_{co}}{k} = 0.30 (14831.46)^{0.6} = 95.46 \quad (17)$$

$$(18)$$

$$h_w = 95.46 = \frac{k}{D_{co}} = 95.46 \frac{0.025 \text{ W/mK}}{0.06 \text{ m}} = 39.77 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

• **Pérdidas de calor**

Con el coeficiente de transferencia del viento se calculó las pérdidas de calor del colector solar. Donde D_{co} es el diámetro del cobertor, T_{co} la temperatura del cobertor, T_a la temperatura ambiente, T_{sky} la temperatura del cielo, ϵ la emisividad.

$$(19)$$

$$\pi D_{co} L h_w (T_{co} - T_a) + \epsilon \pi D_{co} L \sigma (T_{co}^4 - T_{sky}^4)$$

$$(20)$$

$$Q_{loss} = \pi D_{co} L h_w (T_{co} - T_a) + \epsilon \pi D_{co} L \sigma (T_{co}^4 - T_{sky}^4)$$

$$Q_{loss} = 0.06 \text{ m} * 1.764 \text{ m} * 39.775 \text{ W/m}^2 \text{K} * (297.485 \text{ K} - 293.2 \text{ K}) + 0.88 \pi * 0.06 * 1.764 \text{ m} * 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4 ((297.485 \text{ K})^4 - (275 \text{ K})^4)$$

$$(21)$$

$$Q_{loss} = 91.72 \text{ W}$$

• **Temperatura dentro del cobertor**

Con las pérdidas de calor, podemos hallar la temperatura en el interior del cobertor mediante la siguiente expresión.

$$T_{ci} = Q_{loss} \ln\left(\frac{D_{co}}{D_{ci}}\right) \frac{1}{2\pi K_c L} + T_{co} \quad (22)$$

$$T_{ci} = 91.72 \text{ W} * \ln\left(\frac{0.06 \text{ m}}{0.056 \text{ m}}\right) \frac{1}{2\pi * 1.2 \text{ W/mK} * 1.764 \text{ m}} + 297.485 \text{ K} \quad (23)$$

$$T_{ci} = 297.961 \text{ K} \quad (24)$$

• **Cálculo coeficiente de pérdida**

$$U_L = \frac{Q_{loss}}{A_r (T_r - T_a)} = \frac{Q_{loss}}{2\pi r l (T_r - T_a)} \quad (25)$$

$$U_L = \frac{91.72 \text{ W}}{2\pi * 0.024 \text{ m} * 1.764 \text{ m} (302.558 \text{ K} - 293.2 \text{ K})} = \frac{36.84 \text{ W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \quad (26)$$

2. Calor útil y eficiencia del colector

• **Área de apertura**

El área del receptor lo calculamos como el área de un cilindro.

$$A_r = 2\pi r l = 2\pi * 0.024 \text{ m} * 1.764 \text{ m} = 0.266 \text{ m}^2 \quad (27)$$

El área de apertura del reflector la calculamos con la siguiente ecuación. En donde W es el ancho y L es el largo.

$$A_o = W * L = 1.22 \text{ m} * 1.764 \text{ m} = 2.15 \text{ m}^2 \quad (28)$$

• **Factor de eliminación de calor**

Calculamos primero la eficiencia del colector solar.

$$F = \frac{U_o}{U_L} = \frac{\left(\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \frac{D_o}{2K} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\right)^{-1}}{U_L} \quad (29)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor del agua dentro del receptor h_{fi} empleamos el número de Nusselt.

$$Re = \frac{v p d}{U_f} = \frac{0.0039 \text{ m/s} * 1000 \text{ kg/m}^3 * 0.048 \text{ m}}{0.00046 \text{ Ns/m}^2} = 406.96 \quad (30)$$

$$Nu = 0.40 + 0.54 (406.96)^{0.52} = 12.68 \quad (31)$$

$$Nu = \frac{h_{fi} D_o}{k} \quad (32)$$

$$h_{fi} = Nu \frac{k}{D_o} = 12.68 \frac{0.598 \text{ W/mK}}{0.048 \text{ m}} = 158.03 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (33)$$

Con h_{fi} , procedemos a calcular F.

$$F = \frac{\left(\frac{1}{36.84 \text{ W/m}^2 \text{ K}} + \frac{0.048 \text{ m}}{158.03 \text{ W/m}^2 \text{ K} * 0.046 \text{ m}}\right)^{-1}}{36.84 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \quad (34)$$

$$F = \frac{0.048 \text{ m} / (2 * 170.0 \text{ W/mK}) * \ln\left(\frac{0.048 \text{ m}}{0.046 \text{ m}}\right)^{-1}}{36.84 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \quad (35)$$

$$F = 0.804 \quad (35)$$

$$F' = \frac{F_R}{F} = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_L F} \left[1 - \exp\left(\frac{-A_r U_L F}{\dot{m} C_p}\right) \right] \quad (36)$$

Para obtener el flujo másico realizamos la derivada de la masa respecto al tiempo. Dado que la densidad se tomó como constante, el volumen varía en función del área A del tubo interno y el promedio de la velocidad del agua v.

$$\dot{m} = \frac{d_m}{d_t} = \frac{d(\rho V)}{d_t} = \frac{\rho d(V)}{d_t} = \rho v A \quad (37)$$

$$= 1000 \text{ Kg/m}^3 * 0.0039 \text{ m/s} * \pi * (0.024 \text{ m})^2$$

$$\dot{m} = 0.00705 \text{ kg/s} \quad (38)$$

$$F' = \frac{0.00705 \text{ kg/s} * 4185.5 \text{ J/kgK}}{0.266 \text{ m}^2 * 36.84 \text{ W/m}^2\text{K} * 0.804} \left[1 - \exp \left(\frac{-0.266 \text{ m}^2 * 36.84 \text{ W/m}^2\text{K} * 0.804}{0.00705 \text{ kg/s} * 4185.5 \text{ J/kg}^\circ\text{C}} \right) \right] \quad (39)$$

$$F' = 0.878 \quad (40)$$

$$F_R = F' F = 0.878 * 0.804 = 0.706 \quad (41)$$

3. Radiación absorbida

La primera parte del cálculo es hallar el producto KL, que es el coeficiente de extinción por el espesor del tubo. El borosilicato tiene un coeficiente de extinción de $K = 16.1 \text{ m}^{-1}$ (23) y el tubo tiene un espesor de 0.2 cm.

$$KL = 16.1 \text{ m}^{-1} * 0.002 \text{ m} = 0.032 \quad (42)$$

Para valores de KL de 0.032 y un ángulo de incidencia de 40° , tenemos una transmitancia de $\tau = 0.87$ (24). Para ángulos de incidencia menores o iguales a 40° , la razón entre la absorbancia y absorbancia normal de la pintura se aproxima a 1 (25).

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 0.97 \quad (43)$$

Tomando en cuenta que la absorbancia normal equivale a 0.93, podemos hallar la absorbancia de la pintura.

$$\alpha = 0.97 * 0.93 = 0.90 \quad (44)$$

Entonces, tenemos el siguiente producto transmitancia-absorbancia (26).

$$\tau\alpha = 1.01 * 0.87 * 0.90 = 0.79 \quad (45)$$

Se calculó el factor de intercepción γ como la fracción entre el porcentaje de radiación

absorbida por el tubo y la intensidad reflejada por el reflector (27). La fracción de radiación absorbida por el receptor fue de 560.738 W/m^2 y la intensidad reflejada fue de 867.288 W/m^2 , dándonos un factor de intercepción de 0.65.

$$S = I_T \rho \gamma \tau \alpha K_{\gamma\tau\alpha} \quad (46)$$

$$(47)$$

$$S = 472,835 \text{ W/m}^2 * 0.8 * 0.65 * 0.79 * \cos(39.27)$$

En donde el último término representa el área efectiva del reflector, dándonos el siguiente resultado.

$$S = 150.38 \text{ W/m}^2 \quad (48)$$

Con los datos anteriores podemos calcular el calor útil mediante la siguiente ecuación.

$$Q_u = F_R A_\alpha \left[S - \frac{A_r}{A_\alpha} U_L (T_R - T_\alpha) \right] \quad (49)$$

$$(50)$$

$$Q_u = 0.706 * 2.15 \text{ m}^2 \left[150.38 \text{ W/m}^2 - \frac{0.266 \text{ m}^2}{2.15 \text{ m}^2} 36.84 \text{ W/m}^2\text{K} (302.558 \text{ K} - 293.2 \text{ K}) \right]$$

$$Q_u = 163.46 \text{ W} \quad (51)$$

Con los cálculos anteriores se observa que por tubo tenemos una pérdida de 91.72 W y un calor útil de 163.46 W. Tomando en cuenta que nuestro colector posee 20 tubos equivale a 3269.2 W en el periodo de 9:00 a.m. a 10:00 a.m. lo cual es energía que se puede emplear de manera práctica.

IV. DISCUSIÓN

La distribución de temperatura es mayor con uniones cercanas al fondo del tanque ya que la presión del agua es mayor en este punto. El volumen de agua por encima de los tubos es más grande y por ende la velocidad con la que el fluido caliente se distribuye aumenta

considerablemente. Estos resultados son consistentes con los obtenidos por Yedilkhan, A; et al. (28) los cuales publicaron un artículo titulado “Justificación matemática de los principales parámetros del efecto termosifón para sistemas de calentamiento solar”. Este estudio muestra resultados en donde la presión hidrodinámica del calentador aumenta casi linealmente en función de la altura de los tubos conectados al tanque. Wang, Kun; et al. (29) en el artículo titulado “Efectos de flotabilidad en la transferencia de calor por convección de CO₂ supercrítico y tensión térmica en receptores cilindro-parabólicos bajo una distribución de flujo solar no uniforme” demostraron como la transferencia de calor en el fondo del tubo aumentaba y en el techo disminuía, lo cual es nuevamente consistente con los resultados obtenidos por el presente artículo. Por ende, las uniones deben ser instaladas en el fondo del tanque para obtener mejoras en el desempeño del dispositivo. Los resultados de pérdidas de calor fueron significativos comparándolos con los obtenidos por Bellos, E; et al (30) en el artículo llamado “Investigación de la eficiencia óptica y térmica de un colector cilindro-parabólico”. Se observan pérdidas de calor mayores debido a que el modificador angular óptico es más alto y las dimensiones del cobertor son mayores. También se hacen asunciones de temperaturas del cobertor equivalentes a la temperatura ambiente, así como también nulas pérdidas de calor por convección, las cuales si se tomaron en cuenta en el presente estudio. Los resultados del desempeño del colector solar fueron semejantes a los obtenidos por Fiamonzini, L; et al. en el artículo “Banco de trabajo para colector solar cilindro-parabólico con sistema de seguimiento” (31) en donde también se obtienen valores más bajos del desempeño del colector solar principalmente por el espesor del cobertor, que, en nuestro caso, era una capa muy delgada que permitía mayores pérdidas por convección. La elección del borosilicato fue otro factor que afectó al desempeño ya que su alta emisividad permitía que el calor absorbido saliera en forma de radiación. Para la fabricación de colectores solares con reflectores parabólicos se recomienda emplear otro tipo de cobertor y mayor espesor para obtener mejoras en el rendimiento del dispositivo (32,33). Sin embargo, los valores de calor útil fueron significativos debido a que se poseen 20 tubos de vacío, lo cual genera más de 3000 W durante la hora analizada, energía que puede ser empleado para labores domésticas.

V. CONCLUSIONES

La unión de los tubos cerca del fondo del tanque mostró un mejor desempeño en el efecto termosifón que aquella colocada en medio del tanque. La presión hidrodinámica que experimenta el agua que sale de los tubos es mayor cuando la altura elegida está cerca del fondo del tanque. El calor útil de este dispositivo nos proporciona energía térmica lo suficiente como para emplearla en uso doméstico. La distribución de temperatura en el sistema de calentamiento solar está fuertemente influenciada por la ubicación de las uniones en el tanque. Las uniones cercanas al fondo del tanque resultan en una mayor distribución de temperatura debido a la mayor presión hidrodinámica en ese punto, lo que conlleva a un aumento en la velocidad de distribución del fluido caliente, puesto que la presión y la transferencia de calor varían en función de la ubicación de las conexiones. Además, se observa que las pérdidas de calor en este sistema son significativas, esto se debe en parte a la mayor altura del modificador angular óptico y las dimensiones del cobertor, así como a consideraciones más realistas de las temperaturas del cobertor y las pérdidas de calor por convección en este estudio. Aunque el rendimiento general del colector solar se vio afectado por factores como el espesor del cobertor y la elección del material, los valores de calor útil obtenidos siguen siendo notables debido a la presencia de múltiples tubos de vacío, lo que resulta en una producción significativa de energía aprovechable. El presente estudio respalda la recomendación de instalar las uniones en el fondo del tanque para mejorar el rendimiento del sistema de calentamiento solar. Además, se subraya la importancia de considerar factores como el tipo de cobertor y su espesor en el diseño de colectores solares con reflectores parabólicos para lograr un mejor desempeño. A pesar de las pérdidas de calor significativas, la generación de energía útil sigue siendo un resultado positivo de este dispositivo, lo que sugiere su potencial para aplicaciones domésticas y otras áreas que requieren calentamiento de agua.

VI. CONFLICTO DE INTERÉS

La ESPOCH podría emplear estos dispositivos de forma más recurrente como una alternativa de fuente de energía limpia y renovable para evitar el consumo de otras fuentes de energía que contaminen el medio ambiente.

VII. REFERENCIAS

1. García V, Marquez C, Recalde C. Comportamiento térmico de la materia: Termodinámica. Editorial UNACH. 2020 Dec 22;1–167.
2. Ahmed A, Ge T, Peng J, Yan WC, Tee BT, You S. Assessment of the renewable energy generation towards net-zero energy buildings: A review. *Energy Build.* 2022 Feb;256:111755.
3. Khaleel MM, Alsharif A, Imbayah I, Imbayah K. Renewable Energy Technologies: Recent Advances and Future Predictions. Vol. 1, *African Journal of Advanced Pure and Applied Sciences (AJAPAS)*. 2022.
4. Lipiński W, Abbasi-Shavazi E, Chen J, Coventry J, Hangi M, Iyer S, et al. Progress in heat transfer research for high-temperature solar thermal applications. *Appl Therm Eng.* 2021 Feb;184:116137.
5. Barrera J, Ramírez León SA, Pérez Trujillo JA, Sánchez Angeles E, Cruz Alvarez A. Mecanismos de transferencia de calor. *TEPEXI Boletín Científico de la Escuela Superior Tepeji del Río.* 2021 Jul 5;8(16):38–42.
6. Karathanasis S. *Linear Fresnel Reflector Systems for Solar Radiation Concentration*. Cham: Springer International Publishing; 2019.
7. Liu J, Chen X, Yang H, Shan K. Hybrid renewable energy applications in zero-energy buildings and communities integrating battery and hydrogen vehicle storage. *Appl Energy.* 2021 May;290:116733.
8. Chung-Camargo K, Uche J. Cobertura de la demanda doméstica de energía y agua mediante sistemas de poligeneración térmico-eléctrico. *I+D Tecnológico.* 2023 Feb 25;19(1).
9. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind.* 2020. 931 p.
10. Myers D. *Solar Radiation*. CRC Press; 2017.
11. Obando ED, Carvajal SX, Pineda Agudelo J. Solar Radiation Prediction Using Machine Learning Techniques: A Review. *IEEE Latin America Transactions.* 2019 Apr;17(04):684–97.
12. Rabaia MKH, Abdelkareem MA, Sayed ET, Elsaid K, Chae KJ, Wilberforce T, et al. Environmental impacts of solar energy systems: A review. *Science of The Total Environment.* 2021 Feb;754:141989.
13. Wu X, Zhang X, Tian X, Li X, Lu W. A review on fluid dynamics of flapping foils. *Ocean Engineering.* 2020 Jan;195:106712.
14. Lau KT, Ahmad S, Cheng CK, Khan SA, Eze CM, Zhao J. Review on Supercritical Fluids Heat Transfer Correlations, Part I: Variants of Fundamental Dimensionless Variables. *Heat Transfer Engineering.* 2023 Apr 12;1–17.
15. Zamorano C, Palacios J. Secado de PET contrastando hornos de microondas y eléctrico. *Educación Química.* 2023 Apr 11;34(2):212–23.
16. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind.* 2020. 931 p.
17. Viera da Rosa A, Ordóñez JC. Fundamentals or Renewable Energy Processes. In: *Fundamentals of Renewable Energy Processes*. Elsevier; 2022. p. 1–912.
18. Faisal Ahmed S, Khalid M, Vaka M, Walvekar R, Numan A, Khaliq Rasheed A, et al. Recent progress in solar water heaters and solar collectors: A comprehensive review. *Thermal Science and Engineering Progress.* 2021 Oct;25:100981.
19. Verma SK, Gupta NK, Rakshit D. A comprehensive analysis on advances in application of solar collectors considering design, process and working fluid parameters for solar to thermal conversion. *Solar Energy.* 2020 Sep;208:1114–50.

20. Carrión-Chamba W, Murillo-Torres W, Montero-Izquierdo A. Una revisión de los últimos avances de los colectores solares térmicos aplicados en la industria. *Ingenius*. 2021 Dec 7;(27).
21. Madhlopa A. *Principles of Solar Gas Turbines for Electricity Generation*. Cham: Springer International Publishing; 2018.
22. Fuentes F. *Evaluación energética para integración de energía solar térmica en procesos de la industria I+D+D+i*. 2020.
23. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. 2020. 144 p.
24. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. 2020. 214 p.
25. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. 2020. 210 p.
26. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. 2020. 220 p.
27. Duffie JA, Beckman WA, Blair Nate. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. 2020. 197 p.
28. Yedilkhan A, Murat K, Beibut A, Aliya K, Ainur K, Tumur M, et al. Mathematical justification of thermosyphon effect main parameters for solar heating system. *Cogent Eng*. 2020 Jan 1;7(1):1851629.
29. Wang K, Zhang ZD, Zhang XY, Min CH. Buoyancy effects on convective heat transfer of supercritical CO₂ and thermal stress in parabolic trough receivers under non-uniform solar flux distribution. *Int J Heat Mass Transf*. 2021 Aug;175:121130.
30. Bellos E, Mathioulakis E, Tzivanidis C, Belessiotis V, Antonopoulos KA. Experimental and numerical investigation of a linear Fresnel solar collector with flat plate receiver. *Energy Convers Manag*. 2016 Dec;130:44–59.
31. Fiamonzini LA, Rivas GAR, Ando Junior OH. Workbench for a Parabolic Trough Solar Collector with a Tracking System. *The Scientific World Journal*. 2022 Jul 5;2022:1–9.
32. Bravo D, Bennia A, Naji H, Fellouah H, Báez A. Revisión general sobre sistemas de acondicionamiento de aire en edificios ecológicos e inteligentes. *Revista ingeniería de construcción*. 2020 Aug;35(2):192–202.
33. Hidalgo DB, Acosta LDCM, Hinojosa NDRF. Mathematical Model to Elaborate the Table of Thermodynamic Properties. *Journal of Applied Mathematics and Physics*. 2022;10(06):1951–67.