

Capítulo 13

Análisis exergetico no estacionario de un calentador solar de aire de placa plana con diferentes rugosidades en el absorbedor

Gustavo Espinosa García¹

gustavo.espinosa@unicach.mx

Guillermo Ibáñez Duharte¹

guibdu@gmail.com

Orlando Lastres Danguillecourt¹

olastres@hotmail.com

Joel Pantoja Enríquez¹

jpe2005@gmail.com

<https://doi.org/10.61728/AE20252076>



¹ Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas

Resumen

El rendimiento térmico de un calentador solar de aire se puede mejorar de manera efectiva mediante el uso de rugosidades artificiales con diferentes formas y tamaños en la placa absorbidora. En el presente trabajo, se utilizó un modelo teórico no estacionario de un calentador solar de aire, validado experimentalmente en un trabajo previo y formado por 6 ecuaciones diferenciales acopladas de primer orden, para evaluar los impactos de diferentes geometrías de rugosidad artificial en el absorbedor sobre la transferencia de calor y la eficiencia exergética. Para este propósito, se realizó el análisis exergético seleccionando 16 geometrías diferentes de rugosidades con sus respectivas correlaciones de transferencia de calor y características de flujo. Los parámetros óptimos de las diferentes geometrías rugosas, reportados en trabajos anteriores, se utilizaron para realizar la simulación no estacionaria usando el programa MATLAB. Los efectos de cinco valores diferentes de flujo másico de la sustancia de trabajo fueron examinados. Los resultados revelaron que las geometrías rugosas que presentaron mayores valores de eficiencia de segunda ley fueron los obstáculos en delta no perforados para el flujo de 0,003 kg/s, el generador de vórtice de ala en delta para el flujo de 0,0077 kg/s, los deflectores perforados en V para los flujos de 0,0125 y 0,01725 kg/s, y las nervaduras múltiples en V espaciadas para el flujo de 0,022 kg/s.

Introducción

El calentador solar de aire (CSA) desempeña un papel importante en el aprovechamiento de la energía solar para aplicaciones en rangos de temperatura bajos y medios, como el secado de alimentos y la calefacción de espacios. Sin embargo, a pesar de la creciente demanda de calentadores solares de aire, estos dispositivos tienen un rendimiento térmico menor debido al bajo coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente fija y el fluido de trabajo.

Estudios recientes relacionados con la mejora del rendimiento térmico del CSA involucran técnicas como modificaciones de la superficie del absorbedor, múltiples pasajes de aire, absorbedores porosos, impacto de chorro de aire en la superficie del absorbedor, integración de materiales de almacenamiento de calor, colectores híbridos de doble propósito y colectores solares híbridos fotovoltaicos/térmicos (Vengadesan y Senthil, 2020). La modificación de la superficie de la placa absorbente en contacto con el fluido de trabajo es un enfoque típico y efectivo utilizado por los investigadores para mejorar la tasa de transferencia de calor en un flujo de fluido (Gawande et al., 2014). Esta práctica mejora significativamente el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente caliente y el aire que fluye al romper la subcapa viscosa. Por lo tanto, nuestro objetivo es analizar los impactos de la implantación de obstáculos en la superficie de la placa absorbente en contacto con el flujo de aire sobre el rendimiento térmico del CSA. Generalmente, la placa absorbente debe diseñarse o modificarse de modo que el nuevo diseño o modificación solo rompa la subcapa viscosa y al mismo tiempo el flujo principal permanezca ininterrumpido con pérdidas hidráulicas y térmicas mínimas (Borah et al., 2023). Aunque los obstáculos en la superficie absorbente de un calentador de aire solar pueden aumentar la eficiencia térmica al crear condiciones turbulentas, pueden reducir la eficiencia exergética del sistema debido a un aumento en la caída de presión (Avargani et al., 2022). Por lo tanto, es esencial encontrar los parámetros de configuración óptimos para tener la mayor tasa de transferencia de calor con la menor caída de presión posible dentro del conducto (Khimsuriya et al., 2022).

Con base en el estudio exhaustivo de la literatura, se encontró que el desempeño del CSA se analizó para diferentes geometrías de rugosidad. Bhushan y Singh (2011) realizaron una investigación experimental sobre la transferencia de calor y el factor de fricción del CSA que tiene una placa absorbente protuberante. Kumar et al. (2013) presentaron los resultados de una investigación experimental de la transferencia de calor y la fricción del flujo de aire en un conducto rectangular que tiene múltiples nervaduras en forma de V con un espacio como rugosidad artificial. Sethi et al. (2012) llevaron a cabo una investigación experimental para una variedad de parámetros operativos del sistema con el fin de analizar el efecto de

la rugosidad artificial en la transferencia de calor y las características de fricción en un conducto de calentador de aire solar con elementos de rugosidad con forma de hoyuelos dispuestos de manera angular en la placa absorbente. Alam et al. (2014) estudiaron los efectos de los deflectores en forma de V con orificios de perforación unidos a una pared calentada de un conducto de calentador de aire solar rectangular en la transferencia de calor y las características de fricción. Baisi et al. (2020) investigaron la transferencia de calor, el factor de fricción y el factor de mejora térmica del flujo en un canal rectangular rugoso con generadores de vórtices en forma de delta curvado. Se estudiaron dos casos, uno con deflectores perforados y el otro con deflectores no perforados. Singh y Varun (2014) analizaron los efectos de varios parámetros geométricos en la transferencia de calor y las características de fricción para múltiples costillas en forma de arco. Skullong y Promvonge (2014) presentaron un estudio experimental sobre la transferencia de calor y las características de fricción del flujo en un canal de calentador de aire solar equipado con un generador de vórtice tipo aleta delta. Alam y Kim (2017) desarrollaron una investigación numérica de un conducto de calentador de aire solar rugoso con nervaduras de protrusión cónica.

Mahanand y Senapati (2021) estudiaron numéricamente las características termohidráulicas de un CSA con nervaduras de cuarto de círculo en la placa absorbente y compararon tres disposiciones diferentes de nervaduras de cuarto de círculo. Yadav et al. (2021) presentaron nuevas correlaciones para calentadores solares de aire rugosos con costillas circulares. Ngo y Phu (2020) revisaron extensamente una placa absorbente unida a múltiples costillas de perfil de curva cónica. Patel et al. (2020) Integraron un nuevo tipo de elemento de rugosidad en forma de costillas de perfil NACA en posición inversa para estudiar los efectos sobre el rendimiento termohidráulico del CSA. Karmare y Tikekar (2009) presentaron los resultados de una investigación experimental sobre el rendimiento termohidráulico óptimo del CSA con diferentes asperezas de nervaduras metálicas como rugosidad. Layek et al. (2007) investigaron numéricamente la generación de entropía en el conducto del calentador de aire solar que tiene rugosidad de nervadura-ranura biselada. Sureandhar et al. (2021) desarrollaron un modelo térmico para analizar las influencias de la disposición de las aletas de las nervaduras en arco y la longitud de

la placa absorbente en las características de transferencia de calor del CSA. Con base en toda la literatura revisada anteriormente, se puede concluir que el desempeño térmico de los calentadores solares de aire con diferentes geometrías rugosas artificiales se calculó y comparó de varias maneras. Sin embargo, en estos trabajos previos, los estudios se llevaron a cabo para condiciones estacionarias y los valores óptimos de los parámetros de las geometrías rugosas investigadas con el mayor desempeño térmico no se consideraron en los cálculos.

Por tanto, en la presente contribución se ampliaron los estudios previos relacionados con el análisis de un colector solar de placa plana con diferentes geometrías rugosas artificiales para la mejora de la transferencia de calor, por un lado, para aplicar un modelo no estacionario y, por otro, para utilizar los valores óptimos de las diferentes geometrías rugosas en los cálculos. Los objetivos son presentar los resultados obtenidos en la evaluación numérica no estacionaria de un colector solar de placa plana para calentamiento de aire basado en el análisis de segunda ley de la termodinámica y encontrar la geometría del absorbedor que proporciona los mayores valores de eficiencia exergética. Esto permitirá, por un lado, estudiar los impactos de parámetros geométricos, propiedades termofísicas de materiales utilizados y condiciones de operación en el rendimiento térmico del colector y, por otro lado, encontrar un conjunto óptimo de parámetros geométricos con los valores más altos de eficiencia. En particular, los cálculos se realizan utilizando los valores óptimos de los parámetros reportados por los diferentes autores para cada tipo de rugosidad artificial y el flujo másico se varía de 0,003 a 0,022 kg/s.

Descripción del sistema y consideraciones

Se considera el modelo del colector constituido por 6 elementos:

1. Cubierta superior
2. Placa absorbedora
3. Fluido de trabajo: espacio entre absorbedor y aislante
4. Aislante
5. Placa base
6. Marco lateral

La Figura 1 muestra el diagrama del colector solar de aire. Se indican y pueden visualizarse los seis componentes considerados en el sistema y los mecanismos de transferencia de calor que describen la interacción entre ellos. Los subíndices a, c, ap, ft, bp, in y sf representan el ambiente, cubierta de vidrio, absorbedor, fluido de trabajo, placa base, aislamiento y marco lateral, respectivamente, mientras que h_c , h_r y Q son los coeficientes de transferencia de calor por convección, radiación y conducción, respectivamente.

- Las consideraciones fundamentales en el modelo son:
- Operación en estado transitorio.
- El aire en el colector se considera como un gas ideal transparente a la radiación.
- La temperatura ambiente y la radiación varían con el tiempo.
- Las ecuaciones de balance de energía se resuelven para cada elemento diferencial de longitud Δx en los que se divide el colector a largo de su longitud para cada tiempo.

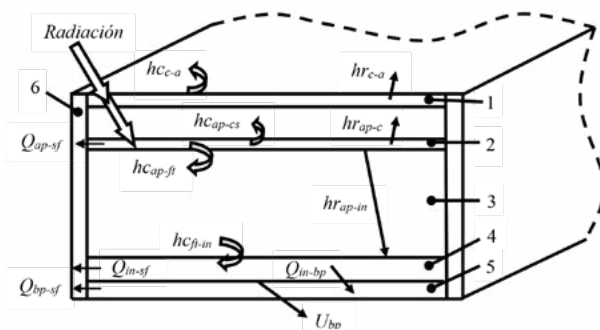


Figura 1. Diferentes elementos del colector y mecanismos de transferencia de calor entre ellos

Modelación matemática

Las seis ecuaciones de balance de energía de los elementos del colector que conforman el modelo matemático validado experimentalmente en (Espinosa et al., 2023) son:

Cubierta superior

La cubierta superior absorbe la radiación solar, transfiere calor por convección y radiación al ambiente, y recibe calor por convección y radiación de la placa absorbente.

$$\frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{1}{\rho_c V_c C_c} [\alpha_c G_T A + (h_{c,ap-c} + h_{r,ap-c}) A (T_{ap} - T_c) - (h_{c,c-a} + h_{r,c-a}) A (T_c - T_a)] \quad (1)$$

Placa absorbente

Cuando la radiación solar pasa a través de la cubierta superior, es absorbida por la placa absorbente aumentando su temperatura. Luego, la placa absorbente, transfiere calor por convección a la cubierta superior y al fluido de trabajo, por radiación a la cubierta superior y al aislamiento y por conducción al marco lateral.

$$\frac{\partial T_{ap}}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{ap} V_{ap} C_{ap}} [\tau_c \alpha_{ap} G_T A - (h_{c,ap-c} + h_{r,ap-c}) A (T_{ap} - T_c) - h_{c,ap-ft} A (T_{ap} - T_{ft}) - h_{r,ap-in} A (T_{ap} - T_{in}) - Q_{ap-sf} A_{ap-sf} (T_{ap} - T_{sf})] \quad (2)$$

Flujo de trabajo

El aire pasa por el conducto colector y recibe calor por convección de la placa absorbente y la placa aislante inferior.

$$\frac{\partial T_{ft}}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{ft} V_{ft} C_{ft}} \left[h_{c,ap-ft} A (T_{ap} - T_{ft}) - h_{c,ft-in} A (T_{ft} - T_{in}) - \rho_{ft} V_{ft} C_{ft} u \frac{\partial T_{ft}}{\partial x} \right] \quad (3)$$

Aislamiento

El aislamiento recibe calor por radiación de la placa absorbente. Además, transfiere calor por convección al fluido y por conducción a la placa base y al marco lateral.

$$\frac{\partial T_{in}}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{in} V_{in} C_{in}} [h_{r,ap-in} A (T_{ap} - T_{in}) + h_{c,ft-in} A (T_{ft} - T_{in}) - Q_{in-bp} A (T_{in} - T_{bp}) - Q_{in-sf} A_{in-sf} (T_{in} - T_{sf})] \quad (4)$$

Placa base

La placa base recibe calor por conducción del aislamiento y transfiere calor por convección y radiación al entorno y por conducción al marco lateral.

$$\frac{\partial T_{bp}}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{bp} V_{bp} C_{bp}} [Q_{in-bp} A (T_{in} - T_{bp}) - U_{bp} A (T_{bp} - T_a) - Q_{bp-sf} A_{bp-sf} (T_{bp} - T_{sf})] \quad (5)$$

Marco lateral

El marco lateral absorbe radiación solar e intercambia calor por conducción con el absorbedor, el aislante y la placa base, mientras que lo hace de manera combinada por conducción y convección con el ambiente desde su superficie interior.

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_{sf}}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{sf} V_{sf} C_{sf}} [& \alpha_{sf} G_T A_{sf} + Q_{ap-sf} A_{ap-sf} (T_{ap} - T_{sf}) \\ & + Q_{in-sf} A_{in-sf} (T_{in} - T_{sf}) + Q_{bp-sf} A_{bp-sf} (T_{bp} - T_{sf}) \\ & - U_{sf} A_{sf} (T_{sf} - T_a)] \end{aligned} \quad (6)$$

Los datos de entrada para el cálculo tanto de las propiedades termofísicas de materiales utilizados como los relacionados con la geometría del dispositivo se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Datos de entrada para el cálculo

		Cubierta	Ab-sorbe-dor	Aislante	Placa base
k (W/mC)	Conductividad térmica	0.7	52	0.04	0.15
ε	Emisividad	0.9	0.9	0.9	
K (m ⁻¹)	Coefficiente de extinción	54.5			
n_2	Índice de refracción	1.52			
P (kg/m ³)	Densidad	2800	7800	16	450
C (J/kgC)	Calor específico	750	500	1200	2700
τ	Transmisividad	0.75			
α	Absortividad		0.88		
Espesor (m)		0.04	0.001	0.025	0.025
Altura recinto 0.005 m y altura del canal del fluido de trabajo 0.04 m					
Longitud del colector 1.34 m y ancho 0.26 m					

Las correlaciones utilizadas para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor por convección entre la placa absorbedora y el fluido (número de Nusselt), así como los factores de fricción para cada configuración rugosa del absorbedor pueden ser consultados en la anexo1. El resto de los coeficientes de transferencia de calor presentes en las ecuaciones de balance de energía se determinan utilizando las expresiones que aparecen en (Espinosa et al., 2023). Además, los cálculos se realizaron para un día típico con cielo despejado. Las variaciones temporales de la radiación solar y la temperatura ambiente del día seleccionado pueden

ser consultadas también en (Espinosa et al., 2023). Se alcanzaron valores máximos para la radiación solar de 1280 W/m² y para la temperatura ambiente de 40 °C en el horario del mediodía.

Análisis exergético

El análisis exergético es un método utilizado para calcular el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en un estado específico. Este análisis incluye los siguientes términos:

- Exergía de entrada: La exergía neta de entrada al calentador de aire solar incluye la exergía de la radiación solar:

$$E_{in} = G_T A \left[1 - \frac{T_a}{T_s} \right] \quad (7)$$

T_s es la temperatura aparente del sol tomada como 5600 K.

- Exergía útil o de salida: A partir de la ecuación de balance exergético del colector de aire cuando las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables y considerando la caída de presión que puede ocurrir entre la entrada y la salida del calentador solar de aire, la exergía útil o de salida puede expresarse como:

$$E_{out} = \dot{m} \left[C(T_{ftout} - T_{ftin}) - T_a \left(\ln(C - R) \ln \left(\frac{T_{ftout}}{T_{ftin}} \right) - R \ln \ln \left(\frac{\rho_{out}}{\rho_{in}} \right) \right) - \frac{\Delta P}{\rho \eta_{fan}} \right] \quad (8)$$

- Eficiencia exergética: La eficiencia energética del calentador de aire solar, según la segunda ley de la termodinámica, se define por:

$$\eta_{II} = \frac{E_{out}}{E_{in}} = 1 - \frac{E_d}{E_{in}} \quad (9)$$

donde E_d es la destrucción de exergía dada por:

$$E_d = E_{in} - E_{out} \quad (10)$$

Procedimiento numérico de solución

Los cálculos numéricos para obtener la caracterización térmica de los componentes del colector solar de aire se realizaron con un código iterativo desarrollado en el software MATLAB utilizando el método numérico de Runge-Kutta-Fehlber de cuarto y quinto orden (RK45). En el método RK45 se utilizan dos aproximaciones diferentes para obtener la solución y se puede determinar un tamaño de paso óptimo en cada paso de integración en el tiempo en función de una precisión o error específico que se compara con la diferencia entre los resultados de estas dos aproximaciones. Este procedimiento se realiza para cada configuración rugosa de placa absorbente y se obtiene la eficiencia exergética del colector para cada geometría.

Resultados y discusión

El análisis de exergía se realizó para cinco valores distintos de flujo másico: 0.003, 0.00775, 0.0125, 0.01725 y 0.022 kg/s. Para el flujo másico con valor de 0.003 kg/s, la configuración que presenta la mayor eficiencia exergética es la de obstáculos no perforados en delta, con un impacto significativo en el rendimiento exergético del sistema. La eficiencia exergética máxima de un colector liso alcanza un valor de 3.05 % para este flujo en el horario del mediodía, cuando mayores son los valores de radiación solar incidente, mientras que este valor se incrementa hasta un 10.62 % en presencia de los obstáculos no perforados en forma de delta, mostrando una mejora del 248.2 %, que es 3.48 veces mayor que lo obtenido en un colector liso. Esta mejora en la eficiencia exergética es debida fundamentalmente al incremento del coeficiente de transferencia de calor por convección entre el absorbedor y el fluido de trabajo al ser mayor el área de contacto entre ambos y, por tanto, una mayor exergía útil o de salida es alcanzada.

Para el flujo másico con valor de 0.00775 kg/s la configuración que presenta la mayor eficiencia exergética es la del generador de vórtice de ala en delta (DW-A Rp=1). Para este valor de flujo, la eficiencia exergética máxima de un colector liso alcanza un 2.85 %, mientras se mejora hasta un 8.64 % en presencia del generador de vórtice de ala en delta, mostrando una mejora del 203.16 % que es 3.03 veces más de lo obtenido en un colector liso.

Por otro lado, para los flujos másicos con valores de 0.0125 y 0.01725 kg/s la configuración que presenta la mayor eficiencia exergética es la de deflectores perforados en V. Cuando el flujo es de 0.0125 kg/s, la eficiencia exergética máxima del colector liso al mediodía es de 2.80 % y la del colector con deflectores perforados en V es de 7.11%, mientras que cuando el flujo es de 0.01725 kg/s la eficiencia exergética máxima del colector liso es de 2.64 % y la del colector con deflectores perforados en V es de 5.94 %. Esto indica que en el primer caso de flujo másico igual a 0.0125 kg/s se logra una mejora del 153.93 % en la eficiencia de segunda ley que representa 2.54 veces más de lo obtenido con un colector liso, mientras que para el segundo caso de flujo másico de 0.01725 kg/s se logra una mejora del 125 % que es 2.25 veces mayor que la obtenida con el colector liso.

Finalmente, para el flujo másico con valor de 0.022 kg/s, la configuración que presenta la mayor eficiencia exergética es la de nervaduras en V múltiple con espacio. En este caso, la eficiencia exergética máxima del colector liso alcanza un 2.47 %, mientras se mejora hasta un 5.14 % en presencia de las nervaduras en V múltiple con espacio, mostrando una mejora del 108.1 %, que representa un incremento 2.08 veces comparado con el colector liso. Para cada configuración se observan tendencias diferentes de la variación del valor máximo de eficiencia exergética. De esta forma, para muchas de estas configuraciones, el valor máximo de la eficiencia exergética siempre disminuye al aumentar el flujo, mientras que para otras configuraciones es posible encontrar un valor máximo de los máximos de eficiencia (máximo de máximos) en un valor intermedio del intervalo de variación de flujo másico comprendido entre 0.003 y 0.022 kg/s. Estos comportamientos se pueden apreciar en la Tabla 2, donde se muestra un resumen de los valores máximos de eficiencia exergética co-

respondiente a cada configuración rugosa del absorbedor para cada uno de los flujos estudiados.

Tabla 2. Valores máximos de eficiencia exergética correspondiente a cada geometría rugosa del absorbedor para los diferentes flujos

Configuración	η_{II} (0.003 Kg/s)	η_{II} (0.00775 Kg/s)	η_{II} (0.0125 Kg/s)	η_{II} (0.01725 Kg/s)	η_{II} (0.022 Kg/s)	Tenden- cia
Protuberancias	0.83	0.57	0.52	0.46	0.39	Dismi- nuye
Nervadura en V múltiple con un es- pacio	7.58	7.79	6.85	5.93	5.14	Máxi- mo en 0.00775
Rugosidad de ho- yuelos	2.95	3.91	4.13	4.01	3.77	Máxi- mo en 0.0125
Deflectores perfora- dos en V	8.99	8.43	7.11	5.94	4.90	Dismi- nuye
Generador de vór- tices con deflectores no perforados	10.62	8.54	6.70	5.20	3.78	Dismi- nuye
Arco múltiple	2.72	4.13	4.58	4.49	4.19	Máxi- mo en 0.0125
Rugosidades de arco	3.53	4.34	4.36	4.08	3.70	Máxi- mo en 0.0125
Generador de vór- tice de ala en delta DWA-RP1	9.69	8.64	6.83	4.93	2.70	Dismi- nuye
Protuberancia có- nica	3.93	4.63	4.54	4.20	3.78	Máxi- mo en 0.00775
Rugosidad de un cuarto de círculo	5.14	5.56	5.18	4.67	4.19	Máxi- mo en 0.00775

Configuración	η_{II} (0.003 Kg/s)	η_{II} (0.00775 Kg/s)	η_{II} (0.0125 Kg/s)	η_{II} (0.01725 Kg/s)	η_{II} (0.022 Kg/s)	Tenden- cia
Nervaduras circulares	2.49	2.56	2.52	2.37	2.19	Máximo en 0.00775
Perfiles de curvas cónicas	3.83	4.28	4.17	3.87	3.56	Máximo en 0.00775
Perfil inverso NACA 0040	7.25	6.19	5.21	4.46	3.89	Disminuye
Diferente aspereza de nervaduras de metal	1.72	2.31	2.72	2.87	2.87	Incrementa
Ranuras achaflanadas	4.43	5.01	4.80	4.41	3.99	Máximo en 0.00775
Nervaduras de arco	3.25	5.06	5.44	5.22	4.82	Máximo en 0.0125

Se puede notar en la Tabla 3 que a medida que el flujo aumenta los valores máximos de η_{II} disminuyen en todas las geometrías rugosas. Esto se debe, por un lado, al incremento de la caída de presión a lo largo del colector con el consiguiente decremento de la exergía de salida y la η_{II} y, por otro lado, a la disminución de la diferencia de temperatura del fluido de trabajo entre la entrada y salida del colector al estar dicho fluido de trabajo un menor tiempo en contacto con el absorbedor.

Tabla 3. Resumen de las configuraciones rugosas con mayor valor de η_{II} para cada valor de flujo másico explorado y mejora obtenida al comparar con el colector de absorbedor liso

Flujo másico	Configuración	η_{II} Confi- gura- ción	η_{II} Liso	Mejora %	Mejora # veces
0.003	Obstáculo no perforado en delta	10.62 %	3.05%	248.2	3.48
0.00775	Generador de vórtice de ala en delta (DWA $R_p=1$)	8.64 %	2.85%	203.16	3.03
0.0125	Deflectores perforados en V	7.11 %	2.80%	153.93	2.54
0.01725	Deflectores perforados en V	5.94 %	2.64%	125	2.25
0.022	Nervaduras en V múltiple con un espacio	5.14 %	2.47%	108.1	2.08

Conclusiones

El presente estudio es útil para seleccionar la configuración rugosa de la superficie absorbadora del colector con la cual se alcanza la eficiencia exergética máxima y así, definir los parámetros de diseño del calentador solar de aire que garantice condiciones con la mayor transferencia de calor hacia el fluido de trabajo y menores pérdidas por fricción. Los principales resultados obtenidos se pueden resumir como:

1. El flujo fue el parámetro que determinó que tipo de configuración rugosa se debe implementar, ya que se observó que para diferentes valores de flujo fue diferente el tipo de configuración rugosa que proporcionó el valor máximo de eficiencia exergética.
2. Aunque se observaron comportamientos distintos para las diferentes configuraciones de rugosidades estudiadas, al incrementar el flujo másico se obtuvo una disminución en la eficiencia exergética independientemente del tipo de configuración rugosa que se utilice.
3. Se demostró que es posible encontrar una combinación adecuada entre el flujo másico, el factor de fricción y el número de Nusselt que permita lograr el máximo rendimiento.

4. Los mayores valores de eficiencia exergética se obtuvieron para el menor flujo másico de la sustancia de trabajo debido a la menor caída de presión en el colector, lo cual implica un menor trabajo para lograr el flujo y transferencia de calor deseados con un aumento de la exergía útil o aprovechada.
5. La mejor configuración rugosa obtenida para cada flujo másico fue aquella en la cual la extracción de calor por parte del fluido de trabajo fue la mayor y, por tanto, mayor la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del colector, que significa una mayor energía almacenada en la sustancia de trabajo.

Referencias

- Vengadesan, E., Senthil, R. (2020). A review on recent developments in thermal performance enhancement methods of flat plate solar air collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110315.
- Gawande, V.B., Dhoble, A.S., Zode, D.B. (2014). Effect of roughness geometries on heat transfer enhancement in solar thermal systems - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 347-378.
- Borah, P. P., Pathak, K. K., Gupta, A., Roy, A., Das, B. (2023). Experimental study of a solar air heater with modified absorber plate through square obstacles with threaded pin fins. *Applied Thermal Engineering*, 228, 120544.
- Avargani, V. M., Zendejboudi, S., Rahimi, A., Soltani, S. (2022). Comprehensive energy, exergy, enviro-exergy, and thermo-hydraulic performance assessment of a flat plate solar air heater with different obstacles. *Applied Thermal Engineering*, 203, 117907.
- Khimsuriya, Y. D., Patel, D. K., Said, Z., Panchal, H., Jaber, M. M., Natrayan, L, Patel, V., El-Shafay, A. S. (2022). Artificially roughened solar air heating technology – A comprehensive review. *Applied Thermal Engineering*, 214, 118817.
- Bhushan, B., Singh, R. (2011). Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having artificially roughened absorber plate. *Solar Energy*, 85, 1109–1118.
- Kumar, A., Saini, R. P., Saini, J. S. (2013). Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with rough-

- ned duct having multi v-shaped with gap rib as artificial roughness. *Renewable Energy*, 58, 151-163.
- Sethi, M., Varun, Thakur, N. S. (2012). Correlations for solar air heater duct with dimpled shape roughness elements on absorber plate. *Solar Energy*, 86, 2852–2861.
- Alam, T., Saini, R. P., Saini, J. S. (2014). Effect of circularity of perforation holes in V-shaped blockages on heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct. *Energy Conversion and Management*, 86, 952–963.
- Baissi, M. T., Brima, A., Aoues, K., Khanniche, R., Moummi, N. (2020). Thermal behavior in a solar air heater channel roughened with delta-shaped vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 165, 113-563.
- Singh, A. P., Varun, S. (2014). Heat transfer and friction factor correlations for multiple arc shape roughness elements on the absorber plate used in solar air heaters. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 117–126.
- Skullong, S., Promvong, P. (2014). Experimental Investigation on Turbulent Convection in Solar Air Heater Channel Fitted with Delta Winglet Vortex Generator. Fluid Dynamics and Transport Phenomena. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 22, 1-10.
- Alam, T., Kim, M. (2017). Heat transfer enhancement in solar air heater duct with conical protrusion roughness ribs. *Applied Thermal Engineering*, 126, 458-469.
- Mahanand, Y., Senapati, J. R. (2021). Thermo-hydraulic performance analysis of a solar air heater (CSA) with quarter-circular ribs on the absorber plate: A comparative study. *International Journal of Thermal Sciences*, 161, 106747.
- Yadav, A. S., Shrivastava, V., Sharma, A., Dwivedi, M. K. (2021). Numerical simulation and CFD-based correlations for artificially roughened solar air heater. *Materials Today: Proceedings*, 47, 2685-2693.
- Ngo, T. T., Phu, N. M. (2020). Computational fluid dynamics analysis of the heat transfer and pressure drop of solar air heater with conic-curve profile ribs. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139, 3235–3246.

- Patel, Y. M., Jain, S. V., Lakhera, V. J. (2020). Thermo-hydraulic performance analysis of a solar air heater roughened with reverse NACA profile ribs. *Applied Thermal Engineering*, 170, 114940.
- Karmare, S. V., Tikekar, A. N. (2009). Experimental investigation of optimum thermohydraulic performance of solar air heaters with metal rib grits roughness. *Solar Energy*, 83, 6–13.
- Layek, A., Saini, J. S., Solanki, S. C. (2007). Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib–groove roughness on absorber plate. *Renewable Energy*, 32, 1967–1980.
- Sureandhar, G., Srinivasan, G., Muthukumar, P., Senthilmurugan, S. (2021). Performance analysis of arc rib fin embedded in a solar air heater. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 100891.
- Espinosa, G., Ibáñez, G., López, A., Lastres, O., Reyes-Nava, J., Pantoja, J. (2023). Unsteady numerical modeling, experimental validation and optimization of a solar air heater based on the second law of thermodynamics using genetic algorithm. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 148, 7163–7183.