

Recibido 29 de octubre 2021. Aceptado 01 de diciembre 2021. Publicado 23 de diciembre 2021.

ISSN: 2448-7775

Evaluación de Técnicas de Mejora en Campos de Colectores Solares Planos a Distintas Cargas Térmicas

JUAN SEBASTIÁN QUIJANO PRADA^{1*}, MARTÍN PICÓN NÚÑEZ².

¹Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, México.

²Departamento de Ingeniería Química, División de Ciencias Naturales y Exactas, Universidad de Guanajuato, Noria Alta s/n Guanajuato, Guanajuato, México.

*Autor de correspondencia: js.quijanoprada@ugto.mx

RESUMEN En aplicaciones industriales, el uso de campos de colectores solares planos ofrece una excelente oportunidad para suplir la demanda de calor en procesos cuya temperatura requerida esté por debajo de los 100 °C. Esta demanda de calor o carga térmica, está relacionada directamente con la temperatura y el caudal requerido por el proceso, los cuales darán la forma y distribución al campo de colectores solares. Este estudio presenta la evaluación de distintas técnicas de mejora y su impacto en el área del campo de colectores a distintas cargas térmicas de proceso requeridas de 100 a 2000 kW. Los resultados indican que a medida que aumenta la carga térmica la brecha en el área requerida entre un campo de colectores con técnicas de mejora aplicadas y un campo de colectores solares convencional aumenta. La diferencia máxima obtenida entre la combinación de técnicas de superficie selectiva con vacío y colector convencional es de un 27.27%.

PALABRAS CLAVE— Energía solar, colectores solares planos, técnicas de mejora, eficiencia térmica.

I. INTRODUCCIÓN

La mayor parte del consumo de energía en el mundo está distribuida entre los sectores de industria, transporte y residencial, donde cada uno de ellos participa en un 28.5%, 29% y 21.2% respectivamente [1]. Estados Unidos, uno de los países con mayor consumo energético a nivel global, tiene una demanda energética de los sectores de industria y residencial del 35% y 16% sobre el total de consumo, donde la quema de combustibles fósiles para cada sector es del 74% y del 52% respectivamente [2]. La demanda de calor requerido en procesos industriales alrededor del mundo representa más de dos tercios del consumo energético de toda la industria, demanda que es cubierta aproximadamente en un 40% y 41% por la quema de gas natural y petróleo respectivamente [3]. La mitad de esa demanda de calor puede ser potencialmente suplida por tecnologías renovables de colectores solares, lo que representaría una importante reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera.

Los colectores de placa plana son el tipo de colectores más común y también el más primitivo. El trabajo de Hottel y Woertz en 1942 [4], y de Hottel y Whiller en 1958 [5] pueden verse como los primeros trabajos relacionados con colectores solares de placa plana (FPC). Los autores desarrollaron los colectores que constan de un absorbedor de placa plana negra, una tapa transparente, fluido caloportador y una caja aislante. En la implementación de estos equipos

para aplicaciones industriales, existen algunas limitantes como son los altos costos de inversión en equipos y el espacio requerido por los campos de colectores solares. Una forma de mitigar estas limitantes es mediante la implementación de técnicas de mejora en la eficiencia térmica que aprovechen en mayor cantidad la radiación disponible y la conviertan en calor útil transferida al fluido. Lo anterior implicaría una reducción en el número de equipos y por consiguiente en el área de ocupación del campo de colectores solares.

Mejorar la eficiencia térmica de un colector solar implica buscar medios para incrementar la remoción de calor de la placa absorbadora por el fluido de trabajo y, por otro lado, minimizar la remoción de calor desde la placa absorbadora al ambiente. Las técnicas para incrementar la remoción de calor por el fluido de trabajo están enfocadas a incrementar el coeficiente de transferencia del calor del fluido en contacto con la superficie. Para lograr dicho objetivo, se puede aumentar la velocidad del fluido mediante la disminución del área de flujo, o crear turbulencia local mediante el uso de promotores de turbulencia. Por otra parte, las técnicas para disminuir la remoción de calor desde la placa absorbadora hacia el ambiente consisten en aislar dicha superficie para evitar pérdidas de calor bien sea por convección, radiación o conducción.

En la literatura se han explorado distintas técnicas de mejora en el rendimiento térmico de colectores solares

planos, algunos de los desarrollos más recientes se presentan en el review de Sakhaei y Valipour [6]. El uso de promotores de turbulencia ha sido objeto de estudio de diversos autores como es el caso de García *et al.* [7] quienes midieron el efecto del uso de wire coils (WC) en la mejora de la transferencia de calor obteniendo hasta un 200% de mejora en el régimen transitorio sin efectos significativos en la caída de presión. En otro estudio Martín *et al.* [8] realizaron simulaciones en TRNSYS y determinó un incremento en la eficiencia térmica de hasta un 4.5% usando insertos de WC en comparación con un colector con tubos lisos. Por otra parte, Ananth y Jaisankar [9] realizaron estudios experimentales del uso de twisted tapes (TT) como insertos en tubos de colectores, obteniendo una mejora en la eficiencia térmica de hasta un 15% con una caída de presión de 12.57 veces la obtenida con un colector de tubos lisos. En cuanto a la disminución de pérdidas al ambiente algunos estudios también se han realizado, bien sea analizando distintos compuestos para uso de recubrimientos en la placa absorbadora a modo de superficie selectiva (SS) como es el caso de Yin *et al.* [10] o Kontitinen y Lund [11], así como el uso de doble cubierta de vidrio (TGC) o vacío (V) entre la placa y la cubierta. En cuanto a la doble cubierta de vidrio, los investigadores Vettrivel y Mathiazhagan [12] obtuvieron a partir de experimentos, una mejora en la eficiencia térmica de 43% en comparación con un colector con una sola cubierta. Moss *et al.* [13] realizaron estudios experimentales usando vacío entre la placa y la cubierta logrando un aumento del 20% en la eficiencia térmica del colector.

Estudiar el comportamiento térmico de los FPC es increíblemente esencial teniendo en cuenta su aplicación en procesos térmicos. Considerando que en un campo de colectores planos los perfiles de temperatura cambian a medida que el fluido pasa de un colector a otro, es necesario entonces desarrollar un modelo térmico que permita establecer de forma cuantitativa el rendimiento térmico de todo el campo. Algunos estudios como el de Picón-Núñez *et al.* [14] establecen una metodología para cuantificar los parámetros térmicos de un campo de colectores, así como seleccionar la configuración más adecuada de colectores en serie y paralelo teniendo en cuenta la carga térmica y la caída de presión.

Teniendo en cuenta que existen diversas aplicaciones industriales con distintas cargas térmicas a las cuales los FPC pudieran ser una alternativa y que además existen distintas técnicas de mejora en la eficiencia térmica que pudieran impactar sobre la reducción del área requerida por el campo, es entonces necesario evaluar y definir el comportamiento de estas técnicas y comprobar la viabilidad que tendría cada una de ellas en función de la carga térmica requerida. Este trabajo de investigación aborda esta necesidad y es la continuación de un trabajo en el cual se evalúan las técnicas de mejora en función del flujo másico y se desarrolla un modelo de campo de FPC, Quijano-Prada y Picón-Núñez [15].

II. DESARROLLO

A. CASO DE ESTUDIO

Para el desarrollo de esta investigación se proponen las condiciones y requerimientos de operación de la [Tabla I](#).

Acorde a la investigación previa a este trabajo, el flujo másico óptimo para los colectores solares planos es de 0.04kg/s. Por otra parte, es necesario establecer los datos geométricos y propiedades de los materiales del colector solar convencional con el cual se harán las comparaciones de las técnicas ([Tabla II](#)).

El estudio presente pretende analizar el comportamiento del área de ocupación requerida por un campo de colectores solares planos y distintas técnicas de mejora en el rendimiento térmico para cargas térmicas de requerimiento de 100 a 2000 kW.

B. MODELO TÉRMICO

El balance de energía general de un FPC está dado por la [Ec. \(1\)](#).

$$Q_u = A_s F_R [S - U_L (T_{in} - T_a)] \quad (1)$$

Donde Q_u es el calor útil, U_L representa el coeficiente global de pérdidas de calor que incluyen las pérdidas de calor por la parte superior e inferior, A_s el área de captación del FPC, T_{in} la temperatura de entrada del fluido al colector y T_a la temperatura ambiente. Por otra parte, S es la radiación absorbida por el colector y está dado por la [Ec. \(2\)](#) y el factor de remoción de calor F_R se obtiene a partir de la [Ec. \(3\)](#) [16].

TABLA I. PARÁMETROS DE OPERACIÓN.

Nombre	Variable	Valor
Temperatura requerida (°C)	T_{target}	80
Radiación solar (W/m ²)	G	875.3
Temperatura ambiente (°C)	T_a	19
Velocidad del viento (m/s)	v	1.7
Ángulo de inclinación (°)	φ	30

TABLA II. GEOMETRÍA Y PROPIEDADES DEL FPC.

Nombre	Variable	Valor
Área de absorción (m ²)	A_s	1.83
Diámetro interno de tubo (m)	D_i	875.3
Longitud de tubo (m)	L_t	1.8
Número de tubos	N_t	7
Emisividad del vidrio	ϵ_c	0.88
Emisividad superficie absorbadora	ϵ_s	0.95
Transmitancia del vidrio	τ_c	0.92
Absortividad de la superficie	α_s	0.96
Grosor del aislante (m)	Δx	0.05
Conductividad del aislante (W/mK)	k	0.045

$$S = G\tau_c\alpha_s \quad (2)$$

$$F_R = (\dot{m}C_p/A_sU_L)[1 - \exp(-(A_sU_LF')/\dot{m}C_p)] \quad (3)$$

En la ecuación arriba presentada, F' se define como una función del diámetro interno D_i , así como la eficiencia de la aleta F , el espacio entre tubos W , el parámetro de resistencia a la conducción $1/C_b$, y el coeficiente de transferencia de calor por convección al fluido h_f Ec. (4).

$$F' = (1/U_L)/W \left[\frac{1}{U_L(D_i + (W - D_i)F)} + \left(\frac{1}{C_b}\right) + \left(\frac{1}{\pi D_i h_f}\right) \right] \quad (4)$$

Donde F es la eficiencia de la aleta, que es función de la conductividad térmica de la superficie absorbadora (aleta) k_s y del espesor de la misma δ . Se define como:

$$F = \tanh \left[\left(\sqrt{\frac{U_L}{k_s\delta}} (W - D)/2 \right) \right] / \left(\sqrt{\frac{U_L}{k_s\delta}} (W - D)/2 \right) \quad (5)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección h_f es función del número de Nusselt Nu cuyo valor depende del número de Reynolds Re y Prandtl Pr en el caso de predominancia por convección forzada (número de Richardson Ri menor a 1) o Grashof Gr cuando hay predominancia del tipo de convección natural (número de Richardson Ri mayor a 1) [17].

$$h_f = k Nu / D_i \quad (6)$$

Típicamente, los valores de número de Reynolds para los colectores solares planos están en el régimen laminar ($Re < 2300$). Para flujos laminares donde los efectos de la convección forzada son dominantes ($Ri \ll 1$) el número de Nusselt se puede calcular acorde a [17]:

$$Nu = 1.86(Re Pr D_i/L_t)^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

Por otra parte, para flujo laminar donde los efectos de la convección forzada son dominantes ($Ri \gg 1$) el número de Nusselt se comporta acorde a [18]:

$$Nu = 4.36(1 + (Ra/1800)^4)^{0.045} \quad (8)$$

Donde Ra es el número de Rayleigh. Al calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, se puede calcular el valor de la eficiencia térmica del colector:

$$\eta = Q_u/GA_s \quad (8)$$

Los detalles del cálculo del coeficiente global de pérdidas de calor, así como el resto de parámetros térmicos requeridos y el diagrama de flujo para su procedimiento, pueden verse en [15]. El modelo presentado fue validado con resultados experimentales obteniendo un error máximo de 0.87% y una desviación estándar de 0.351.

C. TÉCNICAS DE MOEJORA EN LA EFICIENCIA TÉRMICA

La evaluación de las técnicas de mejora puede realizarse a partir de las correlaciones o variables obtenidas para cada una de ellas que pueden insertarse en el modelo térmico desarrollado previamente.

El uso de promotores de turbulencia (WC y TT) en colectores solares planos a regímenes de flujo laminar incrementa el coeficiente de transferencia de calor por convección, pero solo muestra cambios significativos en la reducción del área a flujos máxicos por encima de 0.08 kg/s [15]. Lo anterior se debe a que los efectos de los promotores de turbulencia sobre el fluido son amortiguados por las fuerzas de flotabilidad presentes en la convección natural a flujos bajos Re entre 200 y 1200 [19]. Entonces, para el flujo máxico de 0.04 kg/s el efecto de este tipo de técnicas no genera ningún beneficio en cuanto al rendimiento térmico de los FPC, y, por lo tanto, no serán tenidos en cuenta para este estudio.

1. Doble Cubierta

El uso de doble cubierta reduce el gradiente de temperatura entre el colector y el ambiente al estar expuesta su última superficie de cubierta a una temperatura menor a si contara con una única cubierta. Esto disminuye las pérdidas de calor tanto por radiación como por convección. La ecuación empírica para el cálculo del coeficiente global de pérdidas de calor U_L para una o dos cubiertas puede ser calculada por la Ec. (9) [16].

$$U_L = \left(\frac{N_g}{\frac{C}{T_s} \left(\frac{T_s - T_a}{N_g + f} \right)^e + \frac{1}{h_{c,c-a}}} \right)^{-1} + \frac{(\sigma(T_s + T_a)(T_s^2 + T_a^2))}{\left(\frac{1}{\varepsilon_s + (0.00591 N_g h_{c,c-a})} \right) + \left(\frac{2N_g + f - 1 + 0.133\varepsilon_s}{\varepsilon_c} \right)^{-N_g}} \quad (9)$$

Donde N_g es el número de cubiertas transparentes, T_s la temperatura promedio de la placa o superficie absorbadora, ε_s y ε_c la emisividad de la placa absorbadora y de la cubierta transparente respectivamente. El coeficiente de transferencia de calor por convección de la cubierta al ambiente o también conocido como el coeficiente de transferencia de calor por el viento $h_{c,c-a}$. Los parámetros f , C y e se obtienen con las siguientes correlaciones:

$$f = \left(1 + (0.089h_{c,c-a}) - (0.1166h_{c,c-a}\varepsilon_s) \right) (1 + 0.07866N_g) \quad (10)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\varphi^2) \quad (11)$$

$$e = 0.430(1 - 100/T_s) \quad (12)$$

Donde φ es el ángulo de inclinación del colector.

2. Vacío

El objetivo del uso de vacío en el espacio entre la cubierta y la placa absorbidora, es eliminar la transferencia de calor por convección debido a que no habría partículas de aire cuyo movimiento favoreciera las pérdidas de calor desde la placa, así, la única forma de transferencia de calor sería la radiación. Para este estudio, se considerará una presión de vacío entre la superficie y la cubierta de $P_{s-c} = 10 \text{ torr} = 133.2 \text{ Pa}$ asumiendo la completa eliminación del coeficiente de transferencia de calor por convección $h_{c,s-c} = 0$ de acuerdo a [20].

3. Superficie Selectiva

Los recubrimientos selectivos ideales son aquellos que cuentan con alta absorptividad y baja emisividad, de esta manera captan la mayor cantidad de energía posible y evitan pérdidas de calor. Para el presente estudio, se considera una superficie selectiva con los valores de emisividad y absorptividad de $\epsilon_s = 0.15$ y $\alpha_s = 0.9$.

D. MODELO DE CAMPO DE FPC

Un campo de colectores solares planos es un conjunto de colectores dispuestos en serie y paralelo acorde al requerimiento del proceso. El número de colectores en serie N_{cs} está relacionado con la temperatura objetivo T_{target} a la cual se desea entregar por el fluido, mientras que la cantidad de ramas en paralelo N_{bp} relaciona el flujo másico requerido por la carga térmica, Fig. 1. Para el modelo térmico del campo de colectores solares, se replica el modelo individual de un colector, tomando en cuenta que la temperatura de salida del primer colector es la temperatura de entrada del siguiente, hasta que se alcance la temperatura objetivo. El número de colectores en serie requerido se replica en las ramas en paralelo el número de veces que sea requerido por la carga térmica. Acorde al caso de estudio, el valor del flujo másico óptimo en cada rama en paralelo es de $m_s = 0.04 \text{ kg/s}$.

La carga térmica requerida por el proceso se puede definir como el calor útil entregado por el fluido:

$$Q_u = \dot{m}_g C_p (T_{target} - T_{in}) \quad (13)$$

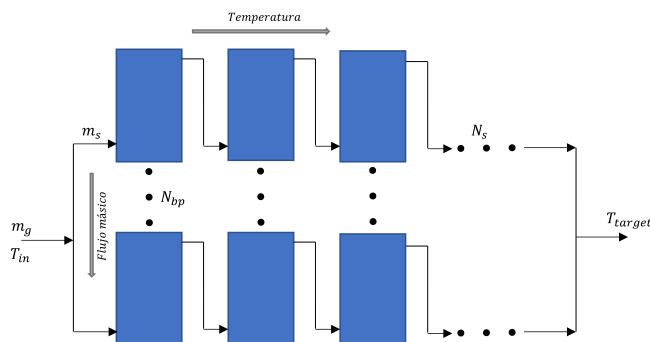


Fig. 1. Arreglo de campo de colectores solares planos.

Donde m_g es el flujo másico global del campo de colectores solares y C_p es el calor específico del fluido a temperatura promedio entre la entrada y salida del colector. El número de ramas en paralelo N_{bp} se puede calcular con la Ec. (14) tomando en cuenta que el valor debe ser un número entero redondeado hacia arriba.

$$N_{bp} \approx \dot{m}_g / \dot{m}_s \quad (14)$$

Donde m_s es el flujo másico que pasa por una rama de colectores en serie. El número total de colectores requeridos por el campo N_{Tc} y el área de ocupación del campo A_{Tc} se obtienen a partir de Ec. (15) y Ec. (16) respectivamente, donde N_{cs} es el número de colectores en serie.

$$N_{Tc} = N_{cs} * N_{bp} \quad (15)$$

$$A_{Tc} = A_s N_{Tc} \quad (16)$$

III. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Los resultados obtenidos de acuerdo al modelo térmico desarrollado y simulado en Phytton, se presentan en la Fig. 2.

Acorde a los datos obtenidos, se observa como la brecha entre las técnicas de mejora y un colector convencional en cuanto al área de ocupación requerida por el campo se refiere, aumenta a medida que la carga térmica se va haciendo más grande. Este comportamiento se debe a que el área requerida por el campo es una función proporcional a la carga térmica. Al reemplazar en la Ec. (16) y organizarla con las ecuaciones anteriores, se obtiene la relación que define el área requerida por el campo en función de la carga térmica:

$$A_{Tc} = A_s * \left(N_{cs} * \left(\frac{Q_u}{m_s C_p (T_{target} - T_{in})} \right) \right) \quad (17)$$

Por otra parte, la diferencia en la pendiente entre un colector convencional y cada una de las técnicas está gobernada por el valor de N_{cs} ; un número bajo de colectores en serie implica una pendiente menor. Tomando en cuenta que el estudio se realiza a un flujo másico de 0.04 kg/s , el

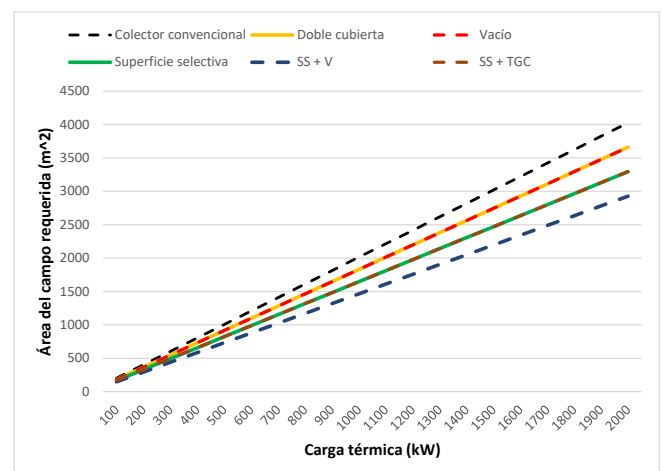


Fig. 2. Arreglo de campo de colectores solares planos.

número de colectores en serie requerido para alcanzar una temperatura objetivo, es independiente de la carga térmica, y depende únicamente de la temperatura objetivo T_{target} , así, para cada caso los resultados se presentan en la Fig. 3.

Las gráficas anteriores validan el nulo efecto de las técnicas de mejora en la transferencia de calor pasivas (WC y TT) y permiten destacar el efecto de la combinación de técnicas entre la cubierta selectiva y el vacío como la de mayor impacto sobre la reducción del área del campo. Como técnica individual, destaca el uso de cubierta selectiva en la superficie absorbadora, alcanzando los mismos valores de área requerida que la combinación entre superficie selectiva y doble cubierta de vidrio. Por otra parte, se observa que no existe diferencia al aplicar las técnicas de doble cubierta y vacío de forma individual.

El ahorro en el área requerida por el campo de colectores empleando las técnicas de mejora en comparación con un campo de colectores convencionales se presenta en la Fig. 4.

Independiente de la carga térmica, el ahorro en el área requerida para cada técnica es el mismo presentado en la Fig. 4. El ahorro máximo obtenido es de 27.27% y ocurre empleando la combinación de técnicas de superficie selectiva y vacío, seguida por la superficie selectiva y la combinación de SS + TGC con el mismo valor de 18.18%. Lo anterior

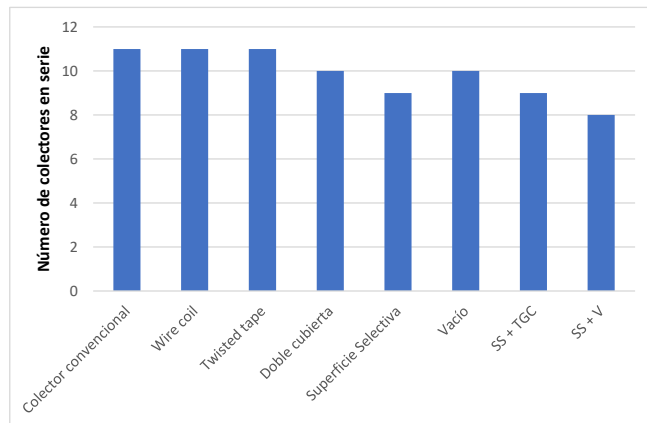


Fig. 3. Número de colectores en serie requeridos para cada técnica para alcanzar una temperatura objetivo de 80°C a un flujo másico de 0.04 kg/s.

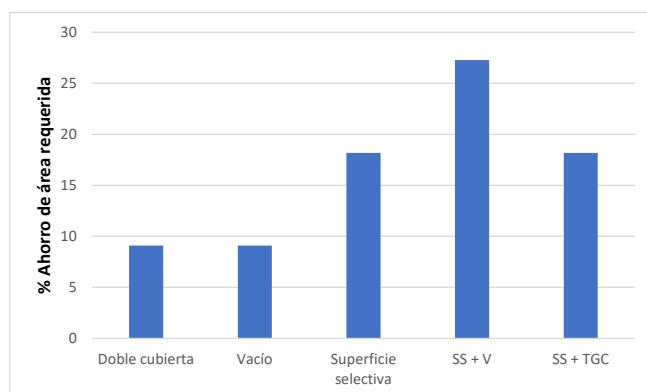


Fig. 4. Porcentaje de ahorro en el área del campo de FPC requerida empleando las técnicas de mejora.

justifica la importancia de la cubierta selectiva como la técnica más influyente al momento de considerarse campos de colectores solares. Su implementación no requeriría modificaciones importantes en la estructura o diseño del colector en comparación con la técnica de vacío entre la superficie y la cubierta, y los costos para su aplicación tampoco son representativos.

IV. CONCLUSIONES

La variación en la carga térmica no tiene ningún impacto sobre el porcentaje de ahorro en el área de un campo de colectores de placa plana que ofrecen las técnicas de mejora en el rendimiento térmico estudiadas. Este ahorro es constante para cualquier carga térmica.

La técnica de mejora que ofrece mejores resultados es la combinación entre superficie selectiva y vacío con un 27.27%, seguida por la superficie selectiva con un 18.18%. En su implementación, es notable la ventaja que puede ofrecer la superficie selectiva en comparación con SS + V debido a que no requiere de modificaciones en la estructura y componentes del FPC, por lo cual, los costos de implementación también serían mucho menores.

REFERENCIAS

- [1] IEA, World Energy Balances 2020, <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-browser?country=WORLD&fuel=Energy%20consumption&indicator=TFCShareBySector>
- [2] EIA, Monthly Energy Review (April 2020), Tables 1.3 and 2.1-2.6.
- [3] IEA-ETSAP and IRENA, 2015, Solar Heat for Industrial Processes, Technology Brief E21. <https://www.irena.org/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2015/IRENA_ETSAP_Tech_Brief_E21_Solar_Heat_Industrial_2015.pdf> accessed 02.06.2021
- [4] Hottel, H. C., & Woertz, B. B. (2018). *The performance of flat-plate solar heat collectors* (pp. 324-355). Routledge.
- [5] Hottel, H., & Whillier, A. (1955, January). Evaluation of flat-plate solar collector performance. In *Trans. Conf. Use of Solar Energy;* (Vol. 3).
- [6] Sakhaei, S.A., Valipour, M.S., 2019, Performance enhancement analysis of the flat plate collectors: a comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 102, 186-204.
- [7] Garcia A., Vicente P.G. & Viedma A., 2005, Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. *International journal of heat and mass transfer*. 48, 4640-4651.
- [8] Martín R.H., Pérez-García J., García A., García-Soto, F.J., & López-Galiana E., 2011, Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices, *Solar energy*. 85, 455-469.
- [9] Ananth J., & Jaisankar S., 2013, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heating system fitted with regularly spaced twisted tape with rod and spacer. *Energy Conversion and Management*. 73, 207-213.
- [10] Yin Y., Pan Y., Hang L.X., McKenzie D.R., Bilek M.M.M., 2009, Direct current reactive sputtering Cr-Cr2O3 cermet solar selective surfaces for solar hot water applications. *Thin Solid Films*. 517, 1601-6.
- [11] Kontinen P., Lund P.D., 2004, Microstructural optimization and extended durability studies of low-cost rough graphite-aluminum solar absorber surfaces, *Renew Energy*. 29, 823-39.
- [12] Vetrivel H., Mathiazhagan G., 2017, Comparison study of solar flat plate collector with single and double glazing systems, *Int J Renew Energy Res*. 1309- 0127
- [13] Moss R., Shire S., Henshall P., Arya F., Eames P., & Hyde T., 2018, Performance of evacuated flat plate solar thermal collectors. *Thermal Science and Engineering Progress*. 8, 296-306.

- [14] Picón-Núñez M., Martínez-Rodríguez G., & Fuentes-Silva, A.L., 2014, Design of solar collector networks for industrial applications. Applied thermal engineering., 70(2), 1238-1245.
- [15] Quijano-Prada J. S., Picón-Núñez M., 2021, Heat Transfer Intensification in Solar Applications, PRESS 21, Brno., CZ.
- [16] Duffie J.A., Beckman, W.A. (Fourth Ed), 2013, Solar Engineering of Thermal Processes, second ed., Wiley-Interscience Publication, Hoboken, New Jersey.
- [17] Sieder E N., Tate G.E., 1936, Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem. 28, 1429, 1936.
- [18] Petukhov B.S., Polyakov A.F., (1st Ed), 1988, Heat Transfer in Turbulent Mixed Convection, Hemisphere, New York, USA.
- [19] Hobbi A., & Siddiqui K., 2009. Experimental study on the effect of heat transfer enhancement devices in flat-plate solar collectors. International Journal of Heat and Mass Transfer. 52, 4650-4658.
- [20] Eaton C.B., & Blum H.A., 1975, The use of moderate vacuum environments as a means of increasing the collection efficiencies and operating temperatures of flat-plate solar collectors, Solar Energy. 17, 151-158.

BIOGRAFÍAS



JUAN SEBASTIÁN QUIJANO PRADA Ingeniero Mecánico de la Universidad Industrial de Santander, y estudiante en proceso de titulación de Maestría en Ingeniería Mecánica - Termofluidos de la Universidad de Guanajuato. Dentro de su experiencia destacan proyectos e investigaciones en energías renovables principalmente en solar térmica. Algunos de estos estudios se enfocan en destilación solar, así como en técnicas de mejora y diseños de campos de colectores planos. Otras experiencias también incluyen trabajos en el sector de gas natural y programación de líneas de producción para manufactura.



MARTÍN PICÓN NÚÑEZ El Dr. Martín se encuentra actualmente en el Departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Guanajuato, México. Se graduó como Ingeniero Químico de la Universidad de Guanajuato y obtuvo su Maestría y Doctorado en la Universidad de Manchester en el Reino Unido. Durante su investigación desarrolló técnicas basadas en principios de integración de procesos para el diseño de intercambiadores de calor de múltiples corrientes y técnicas para la operabilidad, análisis de redes de intercambiadores de calor. Ha trabajado como consultor para una serie de empresas químicas y petroquímicas en México en temas energéticos que van desde la mejora de la recuperación de calor, la eliminación de cuellos de botella, el diseño de sistemas de cogeneración y la optimización de sistemas de refrigeración por agua. Entre sus intereses de investigación se encuentra el desarrollo de técnicas de atajo para intercambiadores de calor compactos, sistemas solares térmicos y sistemas de servicios públicos.