

Efecto Térmico de Microcanales en la Periferia de un Tubo de Vacío de un Colector Solar Convencional – Análisis Numérico

Thermal Effects of Microchannels at the Periphery of a Vacuum Tube of a Conventional Solar Collector – Numerical Analysis

María Sonia Vázquez Cabrera¹, Paulina Márquez Guerrero², Jhoana Itzel Vargas Gómez³, Carlos Alberto Rubio Jiménez⁴, Jorge Luis García Castillo⁵

¹⁻⁵Departamento de Ciencias Ambientales, División Ciencias de la Vida, Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato.
ms.vazquezcabrera@ugto.mx¹, p.marquezguerrero@ugto.mx², ji.vargasmendez@ugto.mx³, carlos.rubio@ugto.mx⁴, garcia.jl@ugto.mx⁵

Resumen

Los colectores solares convencionales para agua sanitaria doméstica se basan en tubos de vacío que operan como sistemas de calentamiento utilizando la radiación solar disponible en la zona. Estos sistemas permiten alcanzar temperaturas de hasta 70°C en condiciones de irradiación superior a los 1200 W/m². Una alternativa para mejorar la distribución del flujo y el área de transferencia de calor es el uso de microcanales, siendo el flujo de fluido en convección forzada la base para este sistema. El presente trabajo propone hacer un arreglo escalado insertado dentro del tubo de vacío del colector solar a fin de incrementar de forma importante la transferencia de calor de la irradiación solar hacia el fluido (agua), reduciendo con ello el tiempo requerido para lograr su incremento de temperatura desde condiciones ambiente, teniendo el fenómeno de convección natural como mecanismo gobernante. Se realizan análisis numéricos en 3D de un sistema de referencia (tubo de vacío) y un sistema mejorado con incrustaciones de canales reducidos en la periferia del tubo de vacío. Los resultados permiten definir el tiempo requerido por el sistema mejorado para lograr las condiciones máximas de temperatura permitidas por la irradiación solar de operación, información que no ha sido reportada en la literatura para este fenómeno de convección natural en tubos inclinados. Se observa una reducción superior a 2 veces con el sistema mejorado comparado con el modelo de referencia.

Palabras clave: colector solar, microcanales, dinámica de fluidos computacional.

Introducción

A nivel mundial, los colectores solares son una alternativa adoptada para el calentamiento de agua sanitaria en condiciones de temperatura ambiente (The World Bank, 2023). Esto puede lograrse mediante el aprovechamiento de la irradiación solar disponible. Dependiendo del tipo de colector solar, se pueden lograr temperaturas promedio superiores a los 70°C; así como condiciones de saturación o condiciones de vapor sobrecalentado. En algunos escenarios estas condiciones se logran en lapsos cortos (entre 1 y 3 horas dependiendo de la irradiación solar disponible) (Yassine, 2017) (Salazar-Núñez et al., 2021). A nivel doméstico, los colectores solares conformados por tubos de vacío son los más utilizados debido principalmente a su simplicidad, fácil instalación, poco mantenimiento y costo reducido. En este tipo de equipos de calentamiento, la superficie del tubo expuesta a la irradiación solar, es decir, la que se encuentra en contacto directo con el fluido, es de alrededor de 0.12 m². Ya que un colector solar para una familia promedio se encuentra formado por al menos 10 tubos, la superficie irradiada es ligeramente superior a 1.2 m², teniendo una masa de agua por calentar ligeramente superior a 31 litros en condiciones estándar (Dickinson, 2018).

Por otra parte, Tuckerman y Pearse (1981) propusieron un sistema capaz de incrementar la tasa de transferencia de calor por convección durante su operación partiendo de la definición del número de Nusselt (Nu) (Ecuación (1)). “A un Nu constante, el coeficiente convectivo de transferencia de calor presente entre un fluido y la superficie que lo contiene (h_{∞}) se incrementa a medida que el diámetro hidráulico (D_h) se ve reducido”. Así, este concepto de incremento del coeficiente convectivo ha permitido su uso en sistemas presentando transferencia de calor superior a los 10,000 W/m² con diámetros hidráulicos de alrededor de 0.1 mm (Steinke & Kandlikar, 2005) (Kothadia & Lal, 2023). Claramente, este flujo de calor es superior a la radiación solar convencional disponible en cualquier parte de la superficie del planeta. Por ello, el considerar

la inclusión de este tipo de sistemas dentro de un tubo de vacío de un colector solar da la pauta a un incremento considerable del coeficiente convectivo de transferencia de calor en convección natural y, por ende, permitirá el realizar el mismo proceso de calentamiento del fluido en un menor tiempo posible o, en su caso, obtener una temperatura final del fluido mucho mayor que en un sistema convencional actual (Ecuación (2)) (Wang et al., 2024). En estas ecuaciones, q''_{conv} y q''_{cond} son los flujos de calor por convección que interactúan entre la superficie del sistema y el fluido, k es la conductividad térmica del fluido, ΔT_{sup} es la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie, m_{agua} es la masa de agua en el sistema, C_p es el calor específico del fluido a condiciones de operación (20°C, 1 atm), ΔT_{agua} es la diferencia de temperatura del agua entre el tiempo inicial y final (estabilización del sistema), A_{sup} es el área de superficie del sistema que está en contacto con el fluido, y t es el tiempo requerido para lograr el cambio de temperatura indicado.

$$Nu = \frac{\dot{q}''_{conv}}{\dot{q}''_{cond}} = \frac{h_{\infty} \cdot D_h}{k} \quad (1)$$

$$\dot{q}''_{conv} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A_{sup}} = h_{\infty} \cdot \Delta T_{sup} = \frac{m_{agua} \cdot C_p \cdot \Delta T_{agua}}{A_{sup} \cdot t} \quad (2)$$

Un punto importante es que los sistemas de enfriamiento con microcanales nacieron bajo el concepto de un fluido de enfriamiento en convección forzada, teniendo velocidades considerables y, por ende, pérdidas de presión significativas a medida que el diámetro hidráulico se ve reducido. Así, se ha generado y validado una gran cantidad de correlaciones de Nu y del factor de fricción (f) bajo estas consideraciones convectivas (Wang et al., 2024).

Sin embargo, el fluido que es calentado por un colector solar dentro de un tubo de vacío se basa en un mecanismo de transferencia de calor por convección natural derivado del fenómeno de efecto termosifón (Dickinson, 2018). Dentro de la revisión bibliográfica, no se identifican al momento correlaciones desarrolladas que sean adecuadas para el fenómeno de convección natural dentro del tubo de vacío con microcanales incrustados en su periferia. Por ello, el presente trabajo cobra relevancia en el área, ya que determina si el uso de microcanales permite lograr una mejora en el tiempo de calentamiento o una mayor temperatura final del fluido dentro del sistema. Esta información es relevante para posibles mejoras de este sistema convencional de gran demanda para el uso residencial e industrial, así como para sentar las bases para generar posibles correlaciones para el Nu local o global presente en este sistema sujeto al fenómeno de convección natural. Esto puede lograrse mediante el modelado lagrangiano del comportamiento del fluido de forma no isotérmica sujeto a las condiciones de irradiación convencionales en la zona. Así, este estudio realiza un análisis numérico del sistema propuesto, permitiendo observar su desempeño térmico.

Metodología

El estudio se centra en un sistema de microcanales incrustado en la periferia de un tubo de vacío de un colector solar, evaluando su desempeño con respecto al sistema convencional, por lo cual se tiene claridad para desarrollar dos modelos: *i*) modelo de referencia (modelo convencional) y *ii*) modelo mejorado con microcanales. Recordando que el fenómeno presente en estos sistemas se basa en el efecto termosifón, es necesario realizar estudios tomando como referencia el balance másico, térmico y de movimiento dentro de las fronteras del sistema. Así, el análisis numérico que se propone busca resolver en un entorno lagrangiano las ecuaciones gobernantes de conservación de masa, ecuación de energía y ecuación de cantidad de movimiento o Navier-Stokes para cada uno de los modelos (White, 2011; Çengel & Ghajar, 2015). Estas expresiones se muestran de la Ecuación (3) a Ecuación (5). En estas ecuaciones, ρ es la densidad del fluido, $\vec{V}$ es el vector velocidad del fluido, p es la presión y g es la gravedad.

$$\rho(\nabla \cdot \vec{V}) = 0 \quad (3)$$

$$\rho C_p \vec{V} \cdot (\nabla T) = -k \nabla T \quad (4)$$

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla \cdot p + \rho g \quad (5)$$

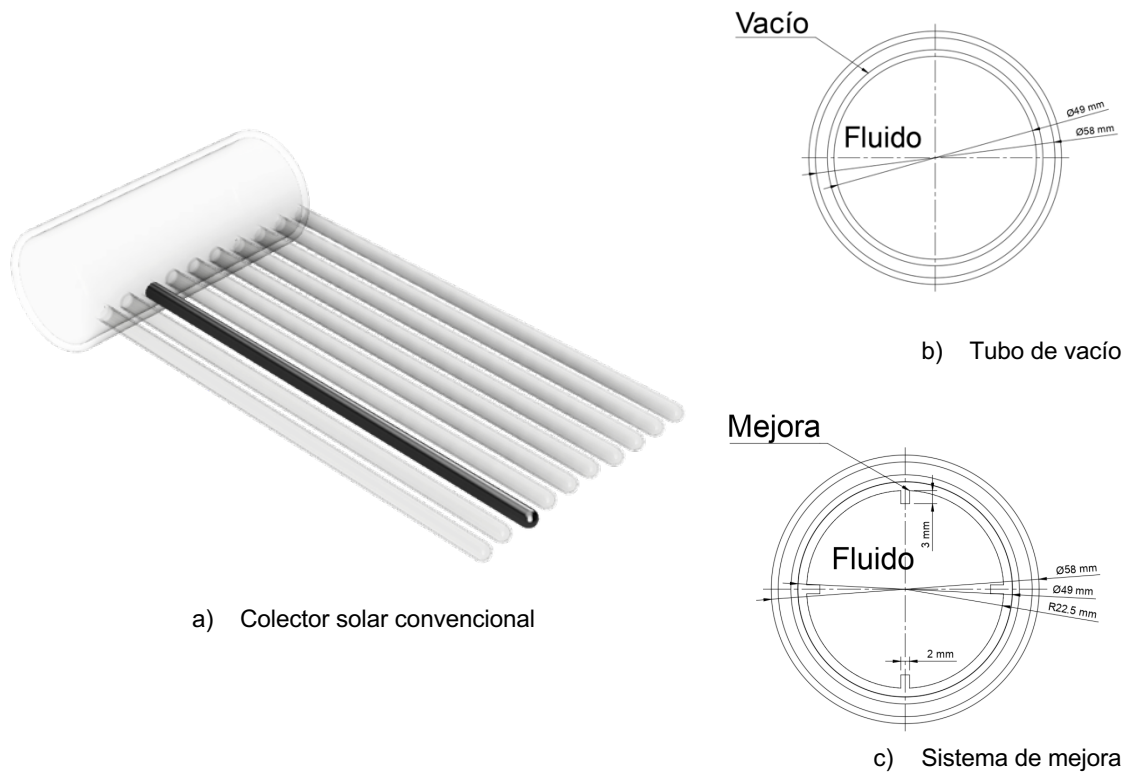


Figura 1. a) Esquema de un colector solar convencional de tubos de vacío remarcando el sistema de interés a ser analizado. b) Corte transversal de un tubo de vacío convencional mostrando la sección interna por donde fluye el agua, así como la sección en vacío del sistema. c) Corte transversal del mismo tubo de vacío mostrando la incrustación del sistema de mejora. Se muestran también las dimensiones del sistema.

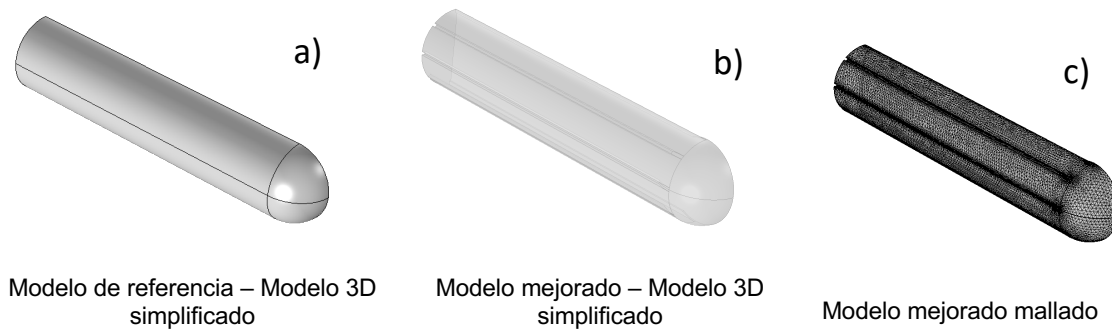


Figura 2. Modelos construidos para la simulación del agua dentro del sistema. a) Modelo de referencia (tubo de vacío), b) modelo mejorado (con el sistema insertado dentro del tubo de vacío), y c) modelo mejorado mallado.

Así, partiendo de un colector solar convencional (Figura 1a), se propone un modelo computacional 3D teniendo como dominio único el fluido (agua) albergado por las paredes del tubo de vacío para el modelo de referencia (Figura 1b) y por las paredes del sistema de mejora a ser insertado para el segundo modelo (Figura 1c). De acuerdo con marcas comerciales, un tubo de vacío de colector solar presenta un diámetro interno de 49 mm, zona por la cual recibe energía térmica y se mueve el fluido, una longitud de 1.66 m y un ángulo de inclinación cercano a 20° con respecto a la horizontal (Yassine, 2017). En cuanto a la propuesta de mejora, se considera un sistema de cuatro canales incrustados en la periferia del tubo de vacío, teniendo un “alma” de 2 mm de espacio, sobre la cual se colocan 4 aletas de 3,000 μm de alto por 2,000 μm de ancho localizadas

a 90° entre sí, manteniendo orientación con el eje vertical del sistema. Con ello se generan cuatro canales aparentes: un lado curvo y dos lados rectos, teniendo el cuarto lado abierto al movimiento del fluido en la periferia con un diámetro hidráulico cercano a los 14 mm por canal. La Figura 2 muestra los modelos construidos a partir de estas consideraciones, siendo para ambos considerado solamente el dominio fluido (agua). Los componentes sólidos no son considerados; solamente son definidas las fronteras del sistema. Así, la Figura 2a es el dominio de agua determinado para el sistema de referencia, el cual está delimitado únicamente por la superficie interna del tubo de vacío del colector solar. La Figura 2b es el dominio de agua definido para el sistema mejorado, el cual está delimitado por la superficie interna del alma del sistema de mejora insertado dentro del tubo de vacío. Debido a la simetría que presenta el sistema, se está considerando solamente una mitad de este, teniendo como referencia el corte axial del sistema paralelo a los efectos gravitatorios, concretándolo como se ve en ambas figuras.

Las condiciones de frontera definidas son una condición de simetría a lo largo de la pared axial del modelo, una condición de pared abierta en la pared perpendicular a esta simetría a fin de considerar que el fluido se encuentra fluyendo libremente a través de esta pared (depósito térmico del colector solar), un par de condiciones de flujo de calor sobre toda la superficie del tubo incluyendo la punta, definiendo en una la radiación solar disponible en la zona asignada y en la segunda una pérdida de flujo de calor por convección natural al ambiente considerando una correlación de tubo largo inclinado al ángulo ya mencionado, con una temperatura ambiente de 20°C. Para efectos de convección natural se consideran las fuerzas de cuerpo del sistema considerando la componente de la gravedad (ángulo de inclinación) en dirección transversal.

El fluido agua es considerado en fase líquida, sin cambio de fase, con temperatura y presión de referencia de 20°C y 1 atm. Las condiciones iniciales de la simulación están en estas mismas condiciones. El modelo numérico para dar solución al sistema de ecuaciones se basó en un modelo SIMPLE de resolución de ecuaciones (Humphreys, 2002). A fin de reducir el error causado por la discretización del modelo, se realizó un *Análisis de Sensibilidad de Malla* (Becker & Vexler, 2005) en el cual se observó que una malla con al menos 285,000 elementos tetraédricos produce errores aceptables al análisis, con una variación de temperatura ~1°C, y variación de velocidad ~5% para el fenómeno de convección sin el gasto excesivo de tiempo. La Figura 2c muestra la malla utilizada para el modelo mejorado.

Resultados

A partir de la Ecuación (2) previamente mostrada, se puede definir el tiempo requerido por el sistema de referencia y mejorado para lograr las condiciones de temperatura máxima del agua en su interior. La Ecuación (6) muestra esta relación, siendo definida a partir de la integración volumétrica de la temperatura del agua y la temperatura ambiente inicial. En esta ecuación, T_{max} es la temperatura máxima definida en el modelado del sistema, T_{amb} es la temperatura de referencia (inicial) usada en el sistema (20°C), e I es la irradiación solar considerada como la variable independiente y que perturba al sistema. En principio, el uso de los canales debe permitir una reducción en el tiempo máximo requerido para lograr las condiciones de temperatura máxima a condición estable dentro del sistema. La Figura 3 muestra este resultado, teniendo el tiempo, en minutos, como variable dependiente y la irradiación solar, en W/m², como variable independiente. Se observa que a medida que la irradiación solar se incrementa, el tiempo para lograr la máxima temperatura en el fluido en ambos sistemas se ve reducido. El sistema convencional requiere más de dos veces el tiempo requerido que con el esquema mejorado. Cabe mencionar que este es resultado de dos puntos importantes, siendo el primero la reducción del volumen de agua dentro del depósito, alrededor del 17.7% entre el modelo de referencia y el mejorado, causada por la incrustación del sistema mejorado. En segundo punto, se tiene un aumento significativo del área de superficie de transferencia de calor que interactúa con el fluido (97.76 %) en el modelo mejorado con respecto al modelo de referencia.

$$t = \frac{\rho \cdot Vol_{agua} \cdot C_p \cdot \Delta T_{agua} (\iiint T_{max}(x, y, z) dx dy dz - T_{amb})}{A_{sup} \cdot I} \quad (6)$$

La Figura 4 muestra la variación de la velocidad del fluido a través de la pared de frontera abierta (Ecuación (7)), que simula que el fluido fluye hacia el depósito térmico, en función de la irradiación solar recibida por el sistema. En esta ecuación, A_{cs} es el área de sección transversal del tubo de vacío (modelo de referencia) o del hueco dejado por la incrustación del sistema de mejora (modelo mejorado). En general, se observa un

incremento de la velocidad promedio a medida que el flujo de calor se incrementa, lo cual es esperado debido al incremento de la temperatura global del fluido y, por ende, al incremento del efecto termosifón. Sin embargo, a pesar de este incremento, la velocidad media observada en el sistema mejorado es significativamente menor que la del modelo de referencia, lo cual habla de que el efecto de fricción (caída de presión) del fluido con las paredes de la incrustación causa un efecto importante en el movimiento del fluido. Como resultado, se espera que esta reducción produzca una menor velocidad de carga del agua calentada en el depósito termo aislado a pesar de que se generan condiciones máximas de temperatura en menor tiempo.

$$v_{agua} = \frac{1}{A_{cs}} \int \vec{V} \cdot dA \quad (7)$$

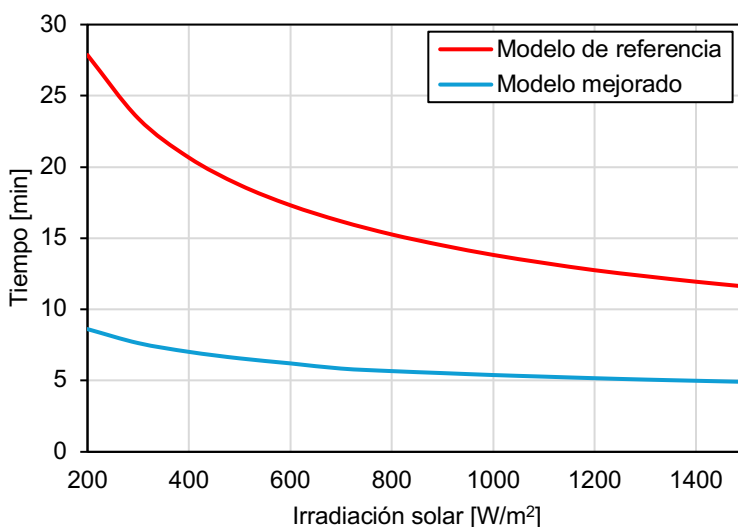


Figura 3. Comportamiento del tiempo requerido para lograr la temperatura máxima en el tubo de vacío tanto para el modelo de referencia como para el modelo mejorado en función de la irradiación solar.

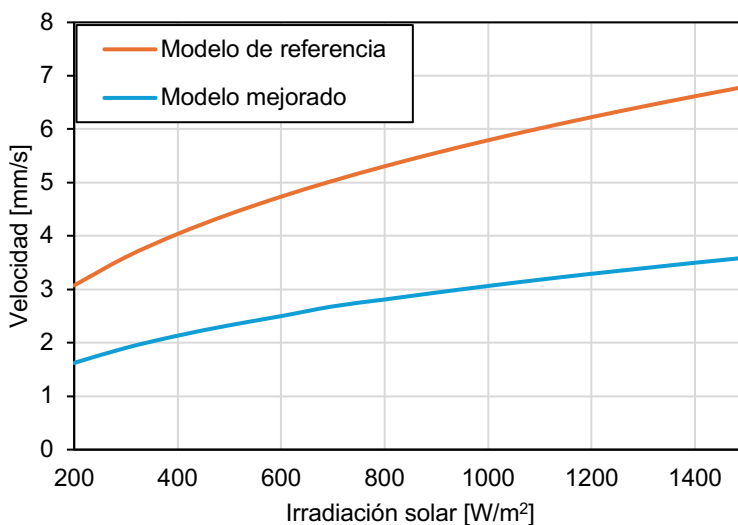


Figura 4. Comportamiento de la velocidad del fluido en la pared a condición abierta del tubo de vacío tanto para el modelo de referencia como para el modelo mejorado en función de la irradiación solar.

Por otra parte, la Figura 5 muestra las curvas isotérmicas del fluido dentro del sistema mejorado, fluyendo desde la pared de entrada (condición de frontera de pared abierta) hasta la sección esférica de la punta del tubo de vacío. Como se observa, el fluido ve incrementada su energía térmica a medida que se desplaza a través del tubo de vacío con el sistema incrustado, pasando de una temperatura ambiente (20°C) a una temperatura cercana a 30°C en las zonas cercanas a las paredes acanaladas, desplazándose a través de la dirección axial derivada del efecto termosifón. En esta misma figura se muestra el detalle de la temperatura vista desde la cara abierta del tubo de vacío (vista axial del sistema a lo largo del plano transversal), con especial detalle a la sección cercana a la frontera del tubo y en donde se encuentra la incrustación del sistema mejorado. En este detalle se observan los gradientes de temperatura presentes en el sistema, en los cuales se tiene un cambio de temperatura significativo sobre las paredes, pasando de los 21°C a los 28°C en secciones muy cortas (menos de 0.01 mm). Claramente, este es un efecto resultante del incremento del coeficiente convectivo en convección natural en esas zonas, el cual es el fenómeno que la presente propuesta desea mejorar. En futuros trabajos se considerará cuantificar su incremento.

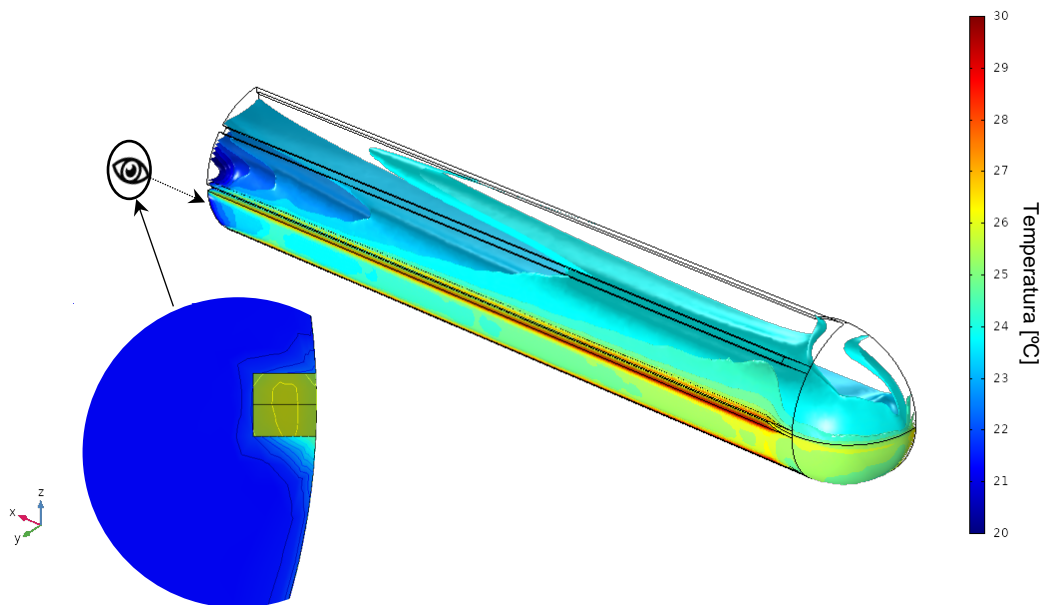


Figura 5. Líneas isotérmicas presentes en el modelo mejorado a una irradiación solar de 800 W/m^2 y vista de sección transversal mostrando el comportamiento de la temperatura del fluido en el tubo de vacío con el modelo mejorado (zona cercana a las paredes) para la misma irradiación solar.

Conclusiones

Los resultados numéricos obtenidos permiten definir que el uso de microcanales en la pared interna del sistema permite alcanzar incrementos importantes de transferencia de energía térmica en este, logrando reducir a más de la mitad el tiempo necesario para que el sistema alcance su temperatura máxima de operación a una irradiación definida. Para irradiaciones bajas se observa una reducción de 21 minutos y para irradiaciones altas esta reducción es de alrededor de 3 minutos. La incrustación del sistema mejorado causa una reducción en el área transversal del sistema, lo cual tiene impacto en la caída de presión del fluido y, por ende, en su movimiento para el llenado del depósito termo aislado. El hacer uso del arreglo propuesto en este trabajo, el cual permite tener canales aparentes de 14 mm de diámetro, causa un impacto positivo en el incremento del coeficiente convectivo de transferencia de calor por convección natural presente en un tubo de vacío de un colector solar convencional.

Referencias

- Becker, R., Vexler, B., (2005). "Mesh Refinement and Numerical Sensitivity Analysis for Parameter Calibration of PDE," Journal of Computational Physics, Vol. 206(1), 95-110, ISSN 0021-9991, <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2004.12.018>.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). "Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications," (7th ed.) McGraw-Hill Education.
- Dickinson, E. W. (2018). "Solar Energy Technology Handbook," USA: CRC Press.
- Humphreys, P. (2002). "Computational Models," Philosophy of Science, 69(S3), S1-S11. doi:10.1086/341763
- Kothadia, H.B., Lal, A. (2023). "Review on Heat Transfer and Pressure Drop during Fluid Flow in Microchannels," Authorea. <https://doi.org/10.22541/au.168146284.47371012/v1>
- Salazar-Núñez, H.F., Venegas-Martínez, F., Lozano-Díez, J.A. (2021). "Assessing the Interdependence among Renewable and Non-renewable Energies, Economic Growth, and CO₂ Emissions in Mexico," Environ. Dev. Sustain., Vol 24(11), pp. 1-17, 2021, <https://doi.org/10.1007/s10668-021-01968-y>
- Steinke, M. E., & Kandlikar, S. G. (2005). "Single-phase Liquid Heat Transfer in Microchannels," ASME-ICNMM 2005, Toronto, Ontario, Canada, 667-678. <https://doi.org/10.1115/ICMM2005-75114>
- The World Bank, "Total greenhouse gas emissions", The World Bank, 2023 [online]. <https://data.worldbank.org/indicator/EN.ATM.GHGT.KT.CE>
- Tuckerman, D. B., & Pease, R. F. W. (1981). "Method and Means for Improved Heat Removal in Compact Semiconductor Integrated Circuits and Similar Devices utilizing Coolant Chambers and Microscopic Channels," <https://patents.google.com/patent/US4450472A/en>
- Wang, Q., Tao, J., Cui, A., Zhang, T., Chen, C., (2024). "Passive enhanced heat transfer, hotspot management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: A review," International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 107, 2024, 109368, ISSN 0142-727X, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109368>.
- White, F. M. (2011). "Fluid Mechanics," (7th ed.). McGraw Hill.
- Yassine, B., (2017). "Solar Thermal Systems for Domestic Water Heating Applications in Residential Buildings: Efficiency and Economic Viability Analysis of Monitored Plants," Universitat Politècnica de Catalunya Barcelonatech, Thesis.