

ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE UN COLECTOR SOLAR PLANO TIPO REJILLA PARA AGUA CALIENTE

JOHANE H. BRACAMONTE B., CESAR ARIAS, KAORI BERNARNIDI

Departamento de Energética, Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad Central de Venezuela.

e-mails: johanehb@gmail.com / johane.bracamonte@ucv.ve

Recibido: mayo 2017

Aprobado para publicación: mayo 2018

RESUMEN

El diseño de sistemas de calentamiento de agua solar requiere considerar una gran cantidad de variables de diseño, a partir de la demanda y las condiciones meteorológicas. Para identificar estas variables se realizaron los balances de energía de sus elementos más importantes. Las ecuaciones resultantes fueron adimensionalizadas; luego se identificaron parámetros adimensionales relevantes, para así facilitar el análisis. En el análisis se consideraron materiales típicos en la construcción de estos equipos: vidrio para la cubierta transparente y acero para la lámina de absorción y tuberías. El modelo numérico obtenido fue validado contra data experimental, obteniéndose errores relativos por debajo de 5% para la eficiencia térmica. El modelo propuesto reduce la cantidad de variables a cuatro parámetros de diseño/operación, estos son: el número de flujo de masa (M), el número de Reynolds (Re), el factor de forma de la superficie extendida (π) y factor de forma de la tubería (r_L). Los mismos tienen gran influencia sobre la temperatura de descarga y eficiencia; mientras que el factor pérdidas de calor por la cubierta transparente (P), asociado a las condiciones meteorológicas, resultó irrelevante. Por otra parte, se realizó un estudio paramétrico para regímenes de flujo laminar y turbulento. Se encontró que las configuraciones que generan mayores incrementos de temperatura y eficiencia se encuentran en régimen laminar, lo que se traduce, en términos de diseño, en la división de la corriente de flujo principal en un número suficientemente elevado de tuberías en paralelo, que para aplicaciones domésticas es mayor a 12. También se encontró que modelos con números de flujo de masa mayor a 20 son inconvenientes, a pesar de presentar eficiencias superiores al 70%, ya que generan incrementos de temperatura inferiores al 5%. La aplicación de este modelo a un caso de estudio concreto conllevó a la obtención de un diseño similar a los modelos comerciales disponibles en el mercado.

Palabras claves: colector solar plano, calentador de agua, análisis paramétrico, energía solar, modelo numérico, modelo propuesto

PARAMETRIC ANALYSIS OF A FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR FOR WATER HEATING

ABSTRACT

The thermal efficiency of active solar water heaters depend on a large set of design variables, which difficult the design process starting solely from energy demand and local meteorological variables. Energy balances were developed for main element of a flat plate-tube solar water heater, the resulting equation was represented dimensionlessly using the relevant parameters in dimensionless terms. The obtained numerical model was validated to experimental data. The proposed numerical model reduces variables to four operation/design parameters: the mass flow number (M), extended surface shape factor (π), tube shape factor (r_L) and the Reynolds number (Re) which showed significant influence on thermal efficiency and flow temperature increment. The heat loss number (P), which mainly depends on local meteorological data, presented weak influence of the system performance. It was found that these systems operate more efficiently in laminar flow regime. This leads to designs with large number of parallel tubes, each one handling a small portion of the main flow at low velocities, for practical domestic applications which is more than 12 parallel tubes. Results from this numerical model were used to obtain a general design for specified requirements and environmental conditions. It was also found that models with mass flow numbers greater than twenty ($M > 20$) are inconvenient, despite presenting efficiencies greater than 70%, since they generate temperature increases of less than 5%. The resulting design was similar to commercial models.

Keywords: flat plate solar collector, water heater, parametric analysis, solar energy, numeric model, proposed model

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo estudia el calentador de agua solar forzado tipo rejilla, una de las configuraciones comercialmente más populares por su atractiva relación costo-beneficio (Rezvani, Bahri, Urmee, Baverstock, Moore, 2017). Dicho sistema de calentamiento de agua está constituido por: un colector solar, responsable de la captura de energía solar y transferencia al fluido en forma de calor; un tanque de almacenamiento estratificado, donde el agua caliente permanece en la parte superior del tanque para su consumo, mientras el agua fría almacenada en el fondo del tanque es conducida al colector solar; y una bomba hidráulica convencional que, en sistemas forzados, es la que se encarga de impulsar el flujo (Duffie y Beckman, 2013). Los tres elementos son presentados esquemáticamente en la Figura 1.a.

Seguidamente, un esquema del colector estudiado se muestra en la Figura 1.b. El colector solar en el que se enfoca el estudio consiste en un recinto cerrado ocupado por aire entre la lámina de absorción y la cubierta transparente. La mayor parte de la radiación solar difusa y directa se transmite a través de la cubierta transparente y es absorbida por la lámina de absorción. Por esta lámina, normalmente de un material metálico, se conduce la energía hacia las tuberías, donde finalmente es transferida al flujo, principalmente por convección forzada. El espacio debajo de la lámina de absorción es cubierto por un material aislante, que reduce las pérdidas de calor al ambiente. El modelo estudiado se conoce como de “rejilla”, ya que los tubos que transportan el agua se disponen paralelamente y son soldados a la lámina de absorción.

Regularmente, la lámina de absorción es el elemento más caliente del sistema. Debido a su alta temperatura transfiere el calor al aire contenido en el recinto, por convección natural, que luego a su vez es transferido del mismo modo a la lámina de vidrio. Además, existe un balance neto de radiación de onda larga desde el absorbedor hacia la cubierta transparente; lo que tiende a aumentar la temperatura de esta última. Finalmente, parte de la energía colectada se dispersa hacia el ambiente por convección y radiación. La eficiencia de este proceso de captura de energía solar depende en gran medida de la calidad del aislamiento utilizado, el número de cubiertas de vidrio y el espaciamiento entre tubos de agua, alcanzándose valores tan elevados como el 60% de la energía solar incidente (Coimbra y Almeida, 2013).

El consumo de agua caliente puede representar entre el 10 y 30% del consumo de energía de instalaciones residenciales y hasta el 60% en centros de salud (Ibrahim, Faurdon,

Younes, Louhaliagalous, 2014); (Rezvani et. al. 2017). El uso de colectores termosolares para calentamiento de agua ha demostrado ser capaz de suplir hasta el 80% de esta demanda cuando es diseñada adecuadamente (Coimbra y Almeida, 2013); Mostafaipour, Zarezade, Goudarzi Rezaei, Shouroki, 2017). Como ejemplo del éxito de esta tecnología, puede destacarse que, para el año 2012, en la República Popular China se instalaron 250.000.000 m² de área de colección termosolar para abastecimiento de agua caliente doméstica (Zhang et. al. 2014). Por su parte, la Unión Europea contaba en el 2014 con 45.000.000 m² en superficie de colección solar para calentamiento de agua (European Solar Thermal Energy Federation, 2015), destacando Alemania con 13.824.000 m²; seguido por Grecia, Austria e Italia con 4.240.000 m², 3.836.000 m² y 2.671.000 m² respectivamente (Sellami et. al., 2016). Otros ejemplos que vale la pena destacar son: Australia, en donde los sistemas solares representan el 9% del total de la capacidad de calentamiento de agua (Rezvani et. al. 2017), y Tunisia, uno de los primeros países africanos en implementar exitosamente políticas de incorporación de tecnologías solares, logrando un total de 487.000 m² de colección solar para calentamiento de agua.

En cuanto al costo de operación de estos equipos, estudios termoeconómicos indican que los calentadores de agua solar son competitivos al compararse con tecnologías convencionales. El costo nivelado de la energía (Levelized Cost of Energy), representa el precio mínimo al que debe comercializarse la energía para compensar los costos de instalación y operación. Para el año 2015, en Europa, el costo nivelado de 1MWh de energía en forma de agua caliente oscilaba entre 100 y 300 € para calentadores a gas, y oscilaba entre 80 y 300 € para calentadores solares (European Solar Thermal Energy Federation, 2015). Por su parte, Han, Mol y Lu, (2010) estiman que una familia en China puede ahorrar entre 340 hasta 3320 yuanes al año al usar calentadores solares y disminuir el uso de gas natural; así mismo, calculan que el retorno de la inversión para calentadores solares se ubica entre 10 y 15 años. Cassard, Denholm, Ong (2011) estimaron ahorros de 300\$ anuales por consumo de combustibles en un hogar promedio de Estados Unidos. Una búsqueda simple en los portales de venta de Internet indica que el costo de colectores solares tipo rejilla se encuentra entre 80 y 300 US\$ por metro cuadrado de colección.

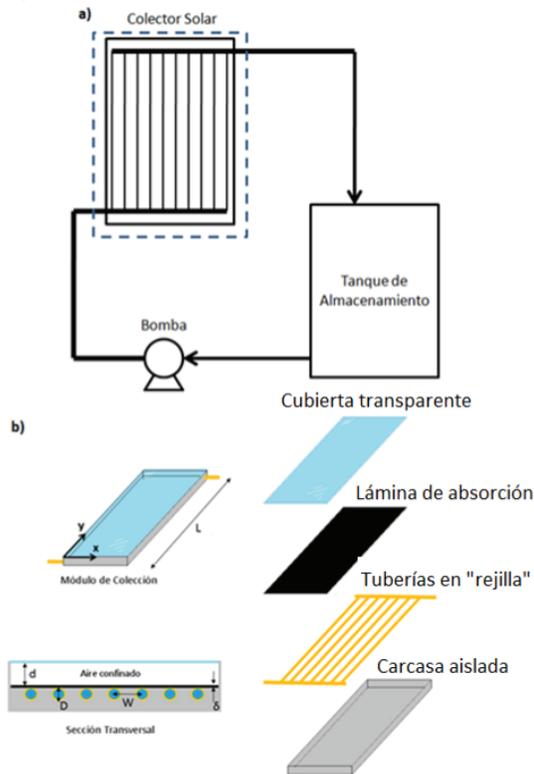


Figura 1. a) Esquema de un sistema forzado de calentamiento solar de agua. b) Esquema de un colector solar plano tipo rejilla para calentamiento de agua

La República Bolivariana de Venezuela presenta un potencial solar privilegiado, que alcanza los 20 MJ/m² anual (Ledanois y Prieto, 1988), por lo que la tecnología termosolar resulta una alternativa interesante para satisfacer un porcentaje importante de la demanda energética en el país.

En el análisis de los colectores solares para calentamiento de agua se deben tomar en cuenta cantidades físicas importantes tales como: dimensiones del colector, configuración del sistema hidráulico, temperatura de operación, flujo másico, condiciones ambientales del entorno y materiales utilizados en general, entre otros; por lo que estimar su rendimiento se vuelve un proceso iterativo y requiere técnicas avanzadas de cómputo (Rezvani et. al., 2017); (Hajabdollahi y Hajabdollahi, 2017).

Es por ello que en este trabajo de investigación se propone un modelo matemático adimensional que permita reducir el número de variables a considerar al momento de diseñar un sistema solar a partir de las condiciones meteorológicas locales y la demanda de agua caliente. El análisis sólo considera parámetros de operación y de diseño geométrico, no se consideran variaciones en las propiedades de los

materiales constructivos. Cuando es requerido por el modelo son utilizadas propiedades de materiales típicamente empleados en estas aplicaciones: vidrio para la cubierta transparente y acero para la lámina de absorción y tuberías. A continuación, se muestran los balances de energía necesarios para obtener las ecuaciones que permiten definir dicho modelo matemático. Para ello se realizó el volumen de control de cada elemento principal que compone el colector solar: cubierta de vidrio, lámina de absorción y fluido.

BALANCES DE ENERGÍA

El modelo se desarrolló bajo las siguientes consideraciones:

- *El colector solar opera en condiciones estacionarias.
 - *No se consideran gradientes de temperatura en la lámina de absorción y cubierta transparente.
 - *La cubierta transparente se asume de vidrio de 3 mm de espesor.
 - *La lámina de absorción es de acero galvanizado.
 - *El agua se considera un líquido incompresible, con propiedades (c_p, μ, ρ) constantes.
 - *La separación entre la lámina de absorción y la cubierta de 10 cm, valor comúnmente encontrado en modelos comerciales.
 - *Se fijó el ángulo de inclinación del colector respecto a la horizontal, variable relevante en el mecanismo de convección natural en el aire confinado, en un valor de 10°, recomendado para maximizar la incidencia solar en el norte de Venezuela.
 - *El flujo manejado por el colector se distribuye uniformemente entre los tubos paralelos.
 - *La temperatura de entrada del agua es igual a la del ambiente. Esta suposición es válida tanto en sistemas cerrados con almacenamiento estratificado, como en sistemas abiertos.
 - *Se considera el área de la superficie transparente igual al área de la lámina de absorción.
 - *El aislamiento ubicado debajo de la lámina de absorción, y en las paredes laterales del colector, se considera perfecto.
- El modelo consiste en las ecuaciones de balance de energía para la lámina de absorción, el agua y la cubierta transparente. Se incorporan correlaciones empíricas para relacionar la transferencia de calor con las dimensiones geométricas, parámetros de operación y temperaturas. Se obtiene entonces un sistema de ecuaciones algebraicas, no-lineal para las temperaturas. Si se conocen las dimensiones del sistema, las propiedades de los materiales y el fluido, así como las condiciones meteorológicas, el sistema puede resolverse numéricamente para las temperaturas.

Balance de energía de la cubierta de vidrio (τ)

Se considera que el vidrio absorbe una porción de la radiación solar incidente, emite radiación de onda larga a la lámina absorbidora y a la cúpula celeste, además de entregar calor por convección al aire atmosférico y aire confinado (Figura 2a). Esto puede escribirse como:

$$\begin{aligned} I_{\beta} A_c \alpha_{\tau} + A_c h_{r, \alpha-\tau} (T_{\alpha} - T_{\tau}) \\ + A_c h_{h, \alpha-\tau} (T_{\alpha} - T_{\tau}) \\ - A_c h_{r, \tau-0} (T_{\tau} - T_0) \\ - A_c h_{h, \tau-0} (T_{\tau} - T_0) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Balance de energía de la lámina de absorción (α)

La transferencia de calor de la lámina absorbidora es estudiado como un problema de superficie extendida, aleta rectangular de sección transversal uniforme (Duffie y Beckman, 2013). Tomando entonces un elemento diferencial de ancho Δx y longitud=1 se obtiene el siguiente balance de energía:

$$\begin{aligned} (\alpha \tau) I_{\beta} \Delta x - (h_{r, \alpha-\tau} + h_{h, \alpha-a}) \Delta x (T_{\alpha} - T_a) \\ + \left(-k \delta \frac{dT}{dx} \right)_x \\ - \left(-k \delta \frac{dT}{dx} \right)_{x+\Delta x} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

La resolución de la ecuación anterior permitiría conocer la distribución de temperatura en la lámina de absorción, a fin de simplificar el modelo y considerar la lámina isotérmica, se utiliza el concepto de “eficiencia de aleta” F para cuantificar la transferencia de calor neto transferido por conducción a través de la lámina:

$$q_{k, aleta} = (w-D) F [I_{\beta} - U (T_{\alpha} - T_0)] \quad (3)$$

Donde F es la eficiencia estándar de la aleta (perfil rectangular) y U el coeficiente global de transferencia de calor, donde se incluyen todas las resistencias a las pérdidas de calor hacia el ambiente (Incropera y Dewit, 1999):

$$F = \frac{\tanh \left[\frac{m(w-D)}{2} \right]}{\frac{m(w-D)}{2}} \quad (4)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{(h_{c, a-\tau} + h_{r, \alpha-\tau})} + \frac{1}{(h_{c, \tau-0} + h_{r, \tau-0})}} \quad (5)$$

Considerando que la energía efectivamente conducida se suma a la energía recibida por la sección de la lámina soldada al tubo para ser transferida al fluido, se obtiene:

$$\frac{\dot{m}}{n_t} c_p (T_{\beta} - T_{\beta i}) = L [(w-D) F + D] [(\alpha \tau) I_{\beta} - U (T_{\alpha} - T_0)] \quad (6)$$

Balance de energía sobre el fluido (f)

El calor transferido al líquido se convierte en un incremento de su entalpía (Ibrahim et. al. 2014), haciendo un balance de energía sobre un elemento de longitud dy a lo largo de la tubería (Figura 2b):

$$\left(\frac{\dot{m}}{n_t} \right) C_p \frac{dT_f}{dy} - [(w-D) F + D] [(\alpha \tau) I_{\beta} - U (T_{\alpha} - T_0)] dy = 0 \quad (7)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico total del colector solar y n_t es el número de tubos. A medida que el fluido recorre (dentro de la tubería), se calienta y la brecha de temperatura respecto a la lámina disminuye, reduciendo también la intensidad de la transferencia de calor. El aumento de temperatura sigue una curva exponencial: a medida que el fluido se aproxima a la descarga su temperatura tiende asintóticamente a la temperatura de la lámina de absorción.

$$T_{fs} = \left(T_0 + \frac{(\alpha \tau) I_{\beta}}{U} \right) + \left(T_{\beta i} - T_0 - \frac{(\alpha \tau) I_{\beta}}{U} \right) e^{\left(\frac{-U A_c F'}{\dot{m} C_p} \right)} \quad (8)$$

En este punto introducimos el concepto de Eficiencia de Colección (Duffie y Beckman, 2013) como:

$$F'' = \frac{\frac{1}{U}}{w \left[\frac{1}{U [D + (w-D) F]} + \frac{1}{\pi D h_{\alpha-f}} \right]} \quad (9)$$

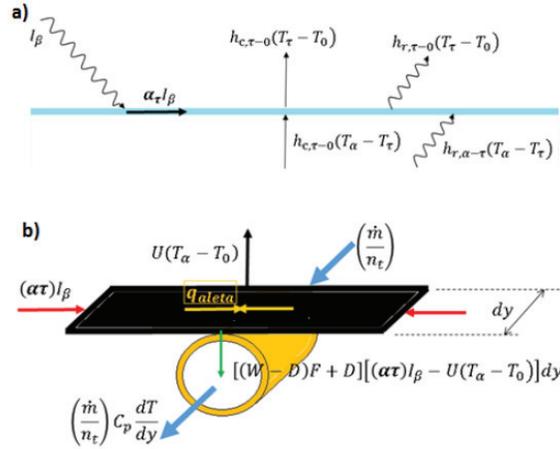


Figura 2. Esquema del balance de energía en a) Lámina de vidrio b) Lámina de absorción

Tabla 1. Definición de parámetros adimensionales.

Símbolo	Definición	Interpretación	Rango estudiado	Incrementos
P	$\left[h_{r,\tau-0} + \frac{h_{c,\tau-0} k_\tau}{(k_\tau + h_{c,\tau-0} \delta_\tau)} \right] \frac{t_0}{(\tau\alpha) I_\beta}$	Relación entre la resistencia ofrecida a la pérdidas de calor contra la energía incidente.	3 a 11	1
M	$\frac{\dot{m} C_p T_0}{I_\beta A_c (\alpha\tau)}$	Relación de la capacidad calorífica del flujo contra la energía incidente (Bejan, 1981).	1 a 100	1
Φ	$\frac{\alpha_v}{(\alpha\tau)}$	Relación de las propiedades radiativas del vidrio y la lámina de absorción.	0,11	-
Π	$\frac{(D+(w-D)F)}{w}$	Factor de forma de la superficie extendida.	0,63 a 0,99	0,06
θ_i	$\frac{T_i}{T_o}$	Temperatura del componente “i” respecto a la temperatura del ambiente.	1	-
r_L	$\frac{L}{D}$	Factor de forma de la tubería.	10 a 100	5
Re	$\frac{4\dot{m}}{\pi\mu D n_t}$	Número de Reynolds relación entre las fuerzas inerciales y viscosas del fluido. Definido para el flujo en cada tubo.	100 a 2500 (Laminar) 4000 a 14000 (Turbulento)	50
η	$\frac{\dot{m} C_p (T_\beta - T_0)}{I_\beta A_c (\alpha\tau)}$	Eficiencia térmica	0-100	Resultado

METODOLOGÍA

Términos adimensionales

A continuación se adimensionalizó el sistema de ecuaciones planteado dividiendo entre $(\tau\alpha)I_\beta$ y tomando T_0 como factor común. Al plantear el arreglo matricial adimensional se identificaron los términos adimensionales – que serían considerados como data de entrada – y se les asignó una notación más simplificada según se indica en la

Tabla 1. El rango dentro del cual se evaluó cada parámetro independiente se escogió en función de límites físicos y prácticos.

Método de solución

Conociendo la geometría, la magnitud del flujo, los materiales y las condiciones meteorológicas, la ecuación anterior puede resolverse para las temperaturas de la cubierta transparente, la lámina de absorción y la temperatura de

descarga del agua. Como el factor de intercambio de calor por radiación y convección natural entre láminas depende de la temperatura, el sistema de ecuaciones es no lineal. El problema se resuelve numéricamente mediante un método iterativo que actualiza la magnitud del coeficiente de radiación con las temperaturas obtenidas hasta alcanzar la convergencia de los resultados.

Un error relativo menor a 10^{-4} para las temperaturas adimensionales fue establecido como criterio de convergencia para la resolución del modelo. El modelo es entonces resuelto para cada permuta de parámetros adimensionales. Los resultados son finalmente registrados y procesados.

RESULTADOS Y ANÁLISIS

Validación de resultados

La validación del modelo numérico se realizó contra las curvas de operación reportadas para el modelo comercial F2S4 del fabricante ROTH cuya ficha técnica es de libre acceso (ROTH, 2007). Este equipo está certificado por el Centro Nacional de Energías Renovables de España (CENER) centro tecnológico especializado en la investigación aplicada y en el desarrollo y fomento de las energías renovables. Parte de esta certificación incluye la elaboración de curvas de eficiencia según la norma UNE-EN 12975-2: sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte 2: métodos de ensayo (2006).

La validación consistió en la reproducción de la curva de eficiencia del colector comercial ROTH F2S4 (ROTH, 2007), utilizando la información geométrica y de materiales otorgada por el fabricante y las condiciones de operación requeridas por la norma. Los resultados de las simulaciones se compararon contra la curva encontrada en la ficha técnica del equipo (Figura 3). La comparación se establece para una irradiación promedio de 800 W/m^2 , velocidad del viento promedio $1,5 \text{ m/s}$ y un caudal de ensayo de $0,04 \text{ kg/s}$, entre el fabricante y el modelado. Se encontraron buenas aproximaciones obteniéndose valores por debajo del $0,17\%$ del error relativo entre las temperaturas de descarga y menor al 5% entre las eficiencias calculadas.

En la Figura 4a se evidencia el decrecimiento de la temperatura de salida adimensional (θ_{fs}) a medida que aumentamos el parámetro de flujo másico (M) hasta aproximarse a la temperatura de entrada (temperatura ambiente), debido al aumento de la capacidad de almacenamiento del flujo respecto a la energía disponible.

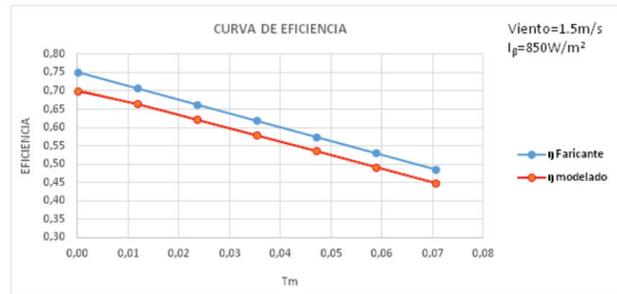


Figura 3. Curvas comparativas entre el modelado y fabricante

Sin importar la configuración estudiada, valores de M mayores a 40 produjeron siempre incrementos de temperatura inferiores al 2% ($\theta_{fs} < 1,02$), que son de poco interés práctico. Así que se acotó en el análisis el parámetro M a un máximo de 40. El aumento de M no sólo afecta la temperatura del fluido, sino también la del resto de los elementos del colector, y todas tienden a un valor único a medida que M crece (Figura 4b). En la misma gráfica puede observarse la influencia del factor de aspecto de la tubería, a menor r_L las tuberías son más largas y de menor diámetro, ampliándose el área de contacto tubo-fluido. Es por esto que menores valores de r_L producen mayores temperaturas de descarga; sin embargo este efecto se hace menos importante con el incremento de M .

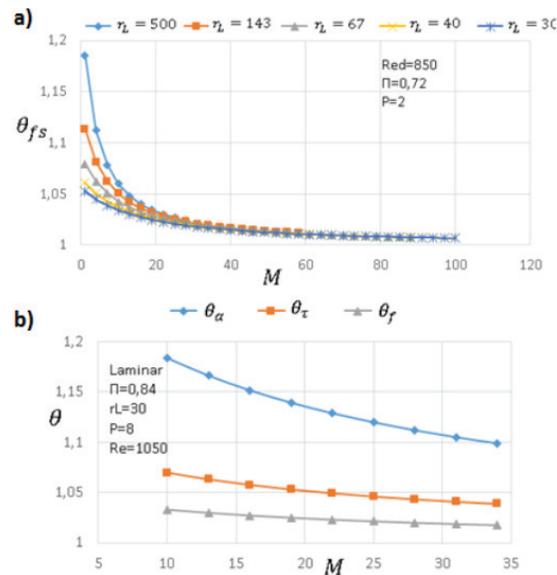


Figura 4. a) Temperatura de descarga (θ_{fs}) contra el número de flujo de masa (M) para varios r_L en régimen laminar. b) Temperatura adimensional de descarga (θ_f), de la cubierta transparente (θ_τ) y de la lámina de absorción (θ_α) vs. M

La misma tendencia se observa en flujos laminares y turbulentos (Figura 5). El acrecentamiento de la temperatura con la longitud se hace menos importante con el incremento de r_L , es decir, a partir de cierta longitud la temperatura del fluido se acerca tanto a la de la lámina de absorción que cualquier aumento posterior en la longitud no tiene un efecto térmico significativo (Figura 5).

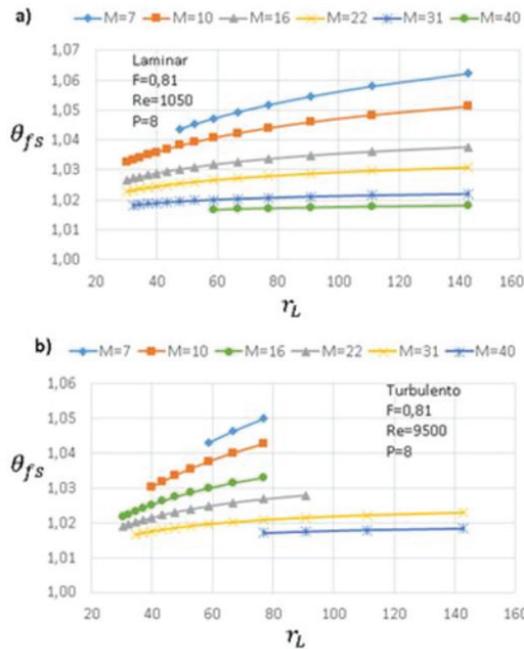


Figura 5. Temperatura de descarga (θ_{fs}) contra el número de flujo de masa (M) para varias relaciones de aspecto de las tuberías (r_L) en régimen a) laminar, b) turbulento

La tabla 2 presenta los datos de entrada para la validación del Modelo

Tabla 2 Datos de entrada para la validación del modelo

Datos de entrada		Unidades
T_o	293,15	[K]
\dot{m}	0,04	[Kg/s]
V_{viento}	1,5	[m/s]
Irradiación	850	[W/m ²]
Di	0,008	[m]
Ac	2	[m]

Tabla 2 (Continuación)

Datos de entrada		Unidades
L	2	[m]
Z	1	[m]
α	95%	Adimensional
τ	78%	Adimensional
k_α	385	[W/m C]
e_α	0,0005	[m]
ϵ_α	5%	Adimensional
k_τ	0,6	[W/m C]
ϵ_τ	89%	Adimensional
β	45	Ángulo de inclinación
nt	10	

Análisis Paramétrico

Temperatura de descarga.

El factor de forma de la aleta (Π) está directamente relacionado con la separación entre los tubos: un incremento de Π se traduce en un aumento del área de colección respecto al área de los tubos y, por lo tanto, en un incremento de la energía a ser transferida a cada tubo. Por este motivo, en la figura 6 pueden observarse ligeros incrementos en la temperatura de descarga con el aumento de Π , sin embargo; éstos se hacen insignificantes a altos valores de M . Por otro lado, al aumentar Π también lo hace la resistencia a la transferencia de calor a través de la aleta, por lo que el aumento de temperatura con Π es más pronunciado en la lámina de absorción que en el fluido, es decir, el aumento de Π incrementa todas las temperaturas en el sistema, principalmente en la lámina de absorción (figuras 6c y 6d). Las mismas tendencias se identificaron en régimen laminar y turbulento.

Es importante destacar que el número de Reynolds en este trabajo está referido al flujo dentro de cada tubería en el arreglo, por lo que un decremento en el número de Reynolds se puede interpretar como un aumento en el número de tubos, cada uno manejando una porción más pequeña del flujo principal. En la Figura 7 se observan los resultados para régimen laminar y turbulento, y puede verificarse un aumento de la temperatura con el decremento del número de Reynolds. Esto se debe a que un aumento de tubos aumenta el área de contacto tubo-agua y reduce la velocidad de flujo e incrementando el tiempo de exposición del agua al

calentamiento. Este efecto es más significativo para bajos valores de M y en el régimen laminar. Adicionalmente, el incremento de la transferencia de calor hacia el fluido con la disminución del número de Reynolds produce una reducción de las brechas de temperatura existentes entre los elementos del colector. El efecto del número de Reynolds es contrario en las temperaturas de la placa y el vidrio, que tienden a aumentar con este parámetro debido al decremento del flujo de energía hacia el agua.

La variación del número de pérdidas de calor (P) no presentó influencia significativa sobre las temperaturas de descarga por lo que no se incluyen gráficas relativas a este parámetro.

Eficiencia

En la Figura 8 se puede apreciar cómo la eficiencia de los colectores incrementa con el parámetro M : a mayor flujo de masa, una mayor cantidad de calor es colectada por el líquido al mismo tiempo que reduce la temperatura de todos los elementos del colector. Es importante destacar que valores elevados de eficiencia no siempre resultan atractivos desde el punto de vista práctico, ya que a valores de M mayores a 20 el incremento de temperatura es inferior al 5%. Se observa que las configuraciones en régimen

laminar presentan mayores eficiencias a las estudiadas en régimen turbulento. En la misma Figura 8 se verifica el efecto positivo que tiene el aumento de la relación aspecto de la tubería (r_L) sobre la eficiencia térmica. Tuberías más esbeltas aumentan el área de contacto entre el fluido y tubería; por lo tanto, permiten un mayor calentamiento del flujo y aprovechamiento del recurso solar.

Tal como se explicó en la sección anterior, con el aumento Π se logra un ligero incremento en la temperatura de descarga; sin embargo, produce un decremento de la eficiencia (Figura 9). Esto se debe a que un aumento de Π produce el mismo efecto en el área de colección y, por lo tanto, de la energía colectada; pero, poco de este incremento se transporta efectivamente a la corriente del fluido; de esta manera sube la temperatura de la lámina de absorción y de la cubierta transparente, multiplicando las pérdidas de calor al ambiente. Es decir: un aumento de Π aumenta la energía recibida en la lámina absorbidora solo para ser desperdiciada por pérdidas al ambiente.

En la sección anterior afirmamos: que la disminución del número de Reynolds se traduce en un aumento del número de tuberías y de la transferencia de calor hacia el fluido y, como consecuencia, en un aumento de temperatura (Figura 10).

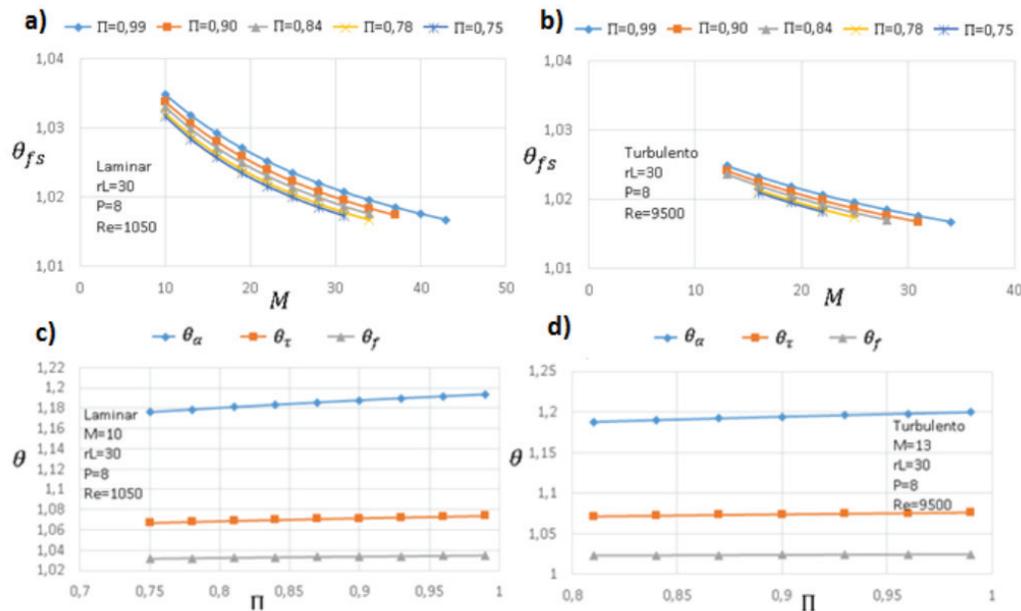


Figura 6. Eficiencia de la relación de aspecto de la superficie extendida sobre a) θ_{fs} en régimen laminar. b) θ_{fs} en régimen turbulento. c) θ_{fs} , θ_τ y θ_α en régimen laminar. d) θ_{fs} , θ_τ y θ_α en régimen turbulento

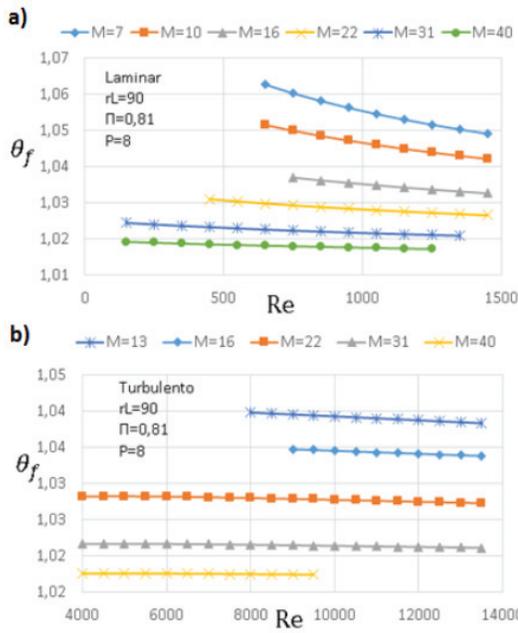


Figura 7. Temperatura de descarga (θ_{fs}) contra el número de Reynolds (Re) para varios números de flujo de masa (M) en régimen a) laminar, b) turbulento

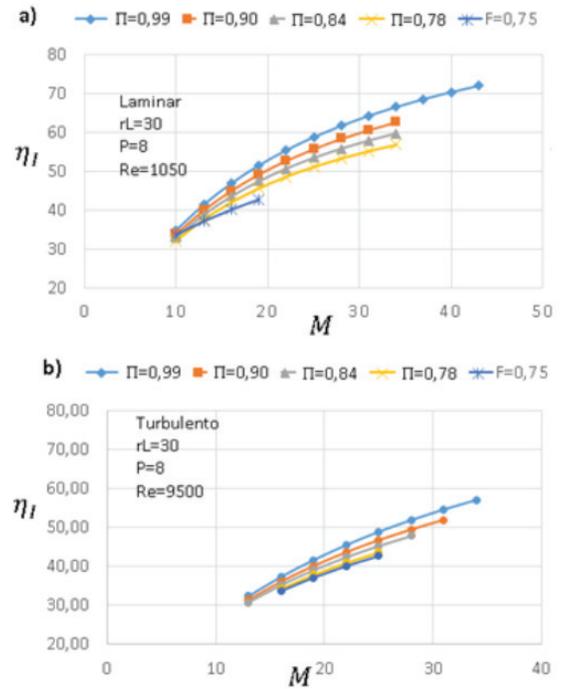


Figura 9. Eficiencia vs el número de flujo de masa (M), variando el factor de forma de las superficies extendidas (Π) en régimen a) laminar, b) turbulento

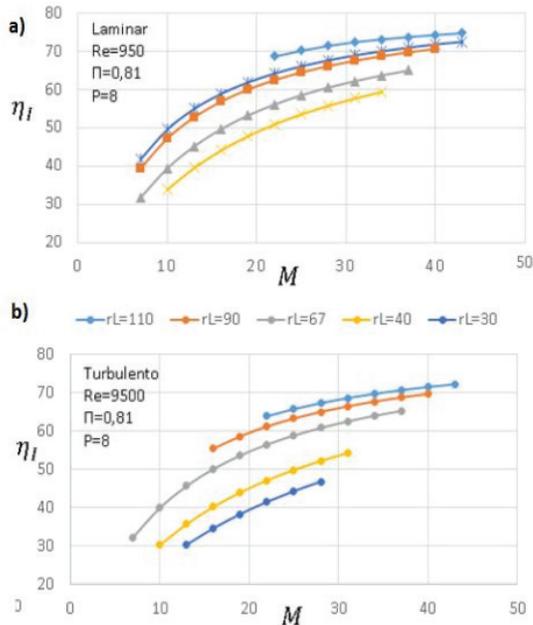


Figura 8. Eficiencia vs el número de flujo de masa (M), variando el factor de forma de la tubería (rL) en régimen a) laminar, b) turbulento

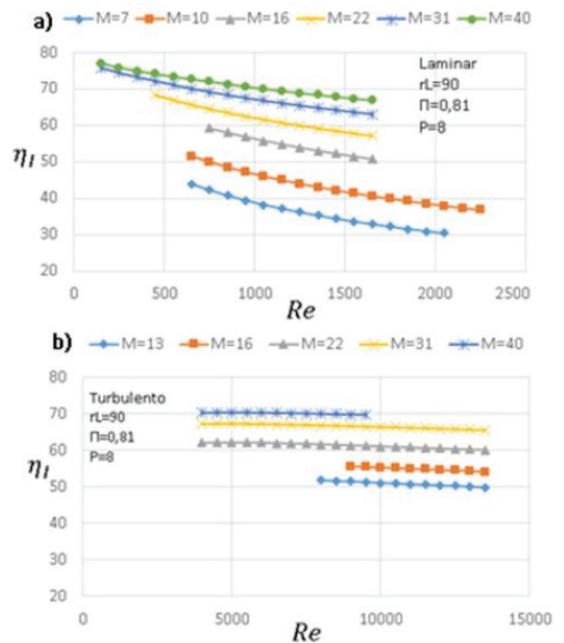


Figura 10. Eficiencia térmica contra el número de Reynolds para a) Flujo laminar b) Flujo turbulento

Por lo tanto, una disminución del número de Reynolds conlleva a un aumento en la eficiencia térmica, este incremento es, sin embargo, moderado. Los resultados para flujo turbulento se presentan en la Figura 10b, en ella se observan las mismas tendencias registradas para flujo laminar, un acrecentamiento de eficiencia y temperatura de descarga con la reducción del número de Reynolds; esta tendencia es mucho más débil para flujos turbulentos. En general el régimen laminar presentó eficiencias térmicas ligeramente superiores a las configuraciones estudiadas en régimen turbulento, principalmente debido al efecto negativo del incremento del número de Reynolds en el desempeño del equipo.

El número de pérdidas de calor (P) no presentó influencia significativa sobre la eficiencia del equipo.

Consumo de potencia

En términos de energía, la potencia necesaria para impulsar el flujo de agua es menor al 1% de la energía que se requiere para alcanzar el calentamiento esperado; numéricamente esto se debe a la elevada densidad del agua y a la relativa incompresibilidad del líquido. Aún así, es deseable que la potencia estimada para la activación de la bomba de agua sea la mínima posible; en ese sentido, se estudió el consumo de potencia requerido, asumiendo el agua como fluido incompresible, tuberías lisas y una bomba ideal (ver Apéndice).

Respecto al consumo de potencia, los resultados obtenidos coinciden con lo ya ampliamente conocido sobre sistemas

hidráulicos, esto es, la potencia requerida aumenta con el incremento del flujo de masa, incremento de la longitud de las tuberías y decremento del diámetro de las tuberías. En completa concordancia con lo anterior, se encontró que la potencia requerida para impulsar el flujo a través del colector solar aumenta con el incremento de M , r_L y Π , así como con decrementos de Re.

Aplicación y Diseño

El modelo y base de datos generados puede resultar útil en el diseño preliminar de instalaciones de calentamiento solar de agua. Para esto son necesarios como datos de entrada las condiciones meteorológicas locales y el flujo de agua y temperatura requeridas. A partir de esta información se siguen los siguientes 8 pasos (figura 11):

1. Cálculo de los parámetros P y θ_{fs} a partir de los requerimientos.
2. Seleccionar de la base de datos las configuraciones que ofrezcan mayores eficiencias y menores consumos de potencia para los requerimientos, esto es determinar la combinación de M, Π , Re y r_L que satisfaga las condiciones.
3. Calcular el área de colección a partir de M.
4. Calcular la separación entre tubos a partir de la definición de Re.
5. Calcular la eficiencia de la aleta F.
6. Calcular el diámetro de las tuberías a partir de la definición de Π .
7. Calcular la longitud de los tubos a partir de la definición de r_L .
8. Calcular el ancho del colector solar y el número de tubos

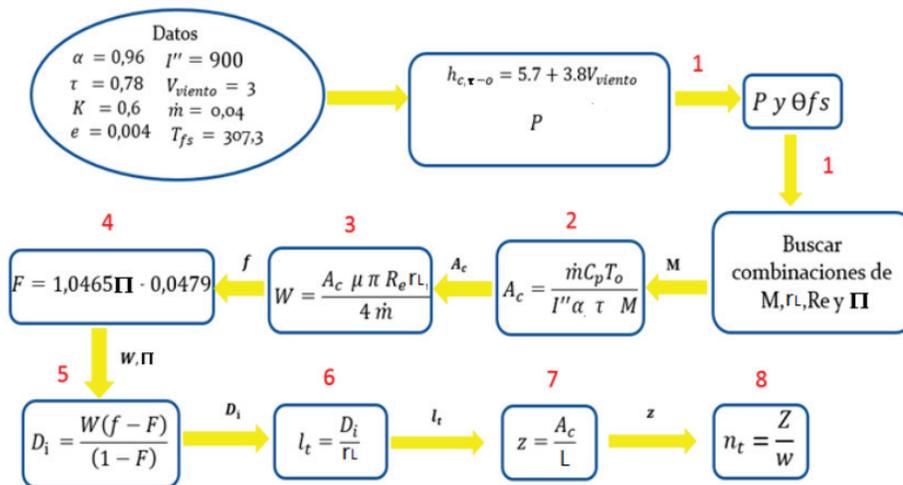


Figura 11. Pasos para el dimensionamiento de un colector solar para calentamiento de agua

Ejemplo de aplicación

Con las ecuaciones obtenidas y siguiendo los pasos de la metodología explicada anteriormente, tomaremos en cuenta la siguiente aplicación:

Se requiere agua caliente para uso doméstico a una temperatura de 307,3 K ($\theta_{fs} = 1,022$), en una localidad donde la temperatura ambiente es de 300,78 K, velocidad del viento 3 m/s y una irradiación solar promedio de 900 W/m^2 . El flujo másico disponible es de $0,04 \text{ kg/s}$. Encontrar las posibles configuraciones para el diseño de un colector solar plano tipo rejilla que suministre dicha temperatura de salida a partir de la temperatura ambiente. Con estas condiciones, junto con las propiedades del colector solar (paso 1), definimos el parámetro de pérdidas de la cubierta de vidrio al ambiente: $P = 7$. Ahora bien, con $\theta_{fs} = 1,022$ y $P = 7$, obtenemos distintas configuraciones (paso 2), que se resumen en la tabla 3. Una vez identificadas las posibles combinaciones podemos calcular los parámetros geométricos a partir de los pasos que van del 3 al 8.

Una vez encontradas las configuraciones posibles que suministran la temperatura de descarga requerida para la aplicación, se realiza un proceso de selección donde el criterio se basa en encontrar la mejor combinación de parámetros que resulten en una alta eficiencia. Para ello se debe tomar en cuenta parámetros, tales como: el diámetro

y la longitud de tubos, área del colector solar, separación entre las tuberías, peso del colector y potencia de la bomba. El peso del colector es considerado aquí ya que es una variable importante para la instalación de colectores en el techo de edificaciones, por lo tanto, es importante incluirlo en la propuesta de soluciones prácticas.

Tabla 3. Combinaciones posibles que satisfacen los requerimientos del Ejemplo de Aplicación.

Modelos	Datos de entrada: $P = 7$ $\theta_{fs} = 1,022$				
	M	r_L	Π	Re	η
CK0	43	0.0035	0.99	450	0.7
CK 0.1	43	0.0045	0.99	450	0.7
CK 0.2	34	0.005	0.79	750	0.67
CK 0.3	34	0.0055	0.79	750	0.67
CK 0.5	31	0.0035	0.73	950	0.5

Ahora bien, según el criterio explicado anteriormente, se pueden descartar los modelos CK0.2, CK0.3, CK0.4, CK0.5 de la primera aplicación (ver tabla 3), ya que presentan menores eficiencias. Los dos modelos restantes (CK0 y CK0.1) presentan la misma eficiencia, sin embargo, el modelo (CK0) contiene una gran cantidad de tubos, mayor caída de presión y en consecuencia un incremento de potencia de la bomba y peso del equipo. Es por esto que para dicha aplicación el modelo 1 resulta ser el más práctico (Tabla 4)

Tabla 4. Selección del modelo óptimo para el requerimiento de agua caliente

Características y Dimensiones	Requerimientos					
	$\dot{m} = 0,04 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ $T_{fs} = 307,3 \text{ K}$					
	CK0	CK 0.1	CK 0.2	CK 0.3	CK 0.4	CK0.5
Ac [m ²]	1,73	1,74	2,19	2,19	2,41	2,41
w[m]	0,045	0,058	0,136	0,15	0,132	0,134
Di [m]	0,007	0,009	0,007	0,008	0,006	0,007
lt[m]	2,03	2,03	1,37	1,37	1,86	1,47
Z[m]	0,86	0,86	1,6	1,6	1,3	1,64
Nt	19	14	11	10	10	12
η [%]	70	70	67	67	50	50
velocidad en tubos [m/s]	0,054	0,042	0,092	0,084	0,123	0,096
Δp [Pa]	57,9	27,3	72,3	53,3	87,0	146

CONCLUSIONES

El funcionamiento de colectores solares para calentamiento de agua involucra un considerable número de variables, lo que complica su diseño y optimización. En este trabajo se presentó un modelo adimensional que permite reducir

las variables a cinco parámetros: uno de condiciones ambientales (P) y cuatro de diseño/operación: número de flujo de masa (M), número de Reynolds (Re), relación de aspecto de las tuberías (r_L) la relación de aspecto de las superficies extendidas (Π). Este modelo adimensional demostró reproducir adecuadamente el comportamiento de

un colector solar comercial, lográndose errores relativos en la eficiencia térmica no mayores al 5%.

La aplicación del modelo reveló que es inconveniente el diseño de colectores solares con número de flujo de masa (M) superiores a 20, ya que por encima de este valor los incrementos de temperatura alcanzados son menores al 5%, a pesar de que la eficiencia térmica puede superar el 70% en estos casos. Se encontró adicionalmente que este tipo de equipos operan de manera más eficiente en régimen laminar y a bajos números de Reynolds, lo que en términos prácticos y para aplicaciones domésticas, se traduce en número de tubos paralelos superior a 12. La relación de aspecto de las tuberías tiene una influencia importante en el desempeño de estos equipos, tuberías más esbeltas producen mayores temperaturas de descarga y eficiencia; pero al mismo tiempo un incremento considerable de la potencia de bombeo, por lo que su escogencia corresponde a un compromiso de diseño. El factor de pérdidas al ambiente resultó tener poca influencia sobre el desempeño del sistema por el efecto aislante de la masa de aire.

El modelo adimensional también puede ser utilizado para la selección de un sistema de calentamiento de agua, si se conocen los materiales, el requerimiento térmico y las condiciones ambientales; lo que es ilustrado con un ejemplo práctico. El modelo requiere, sin embargo, la aplicación de algún criterio para la selección del modelo definitivo, tal como mínimo consumo de potencia, mínimo peso o mínima área de colección.

El cálculo de área transversal de flujo de filamentos en las esquinas, utilizando una aproximación triangular, reporta valores muy diferentes a los obtenidos del cálculo riguroso (geométrico). Esto conlleva a la propagación y aumento del error para la estimación de las velocidades de flujo a partir de un determinado caudal. Los errores se vuelven considerables al emplear la aproximación triangular para el cálculo de velocidades de flujo; por lo que se concluye que es necesario utilizar el método riguroso para obtener valores más cercanos a los reales.

NOMENCLATURA

A_c	Área de colección	$[m^2]$
C_p	Calor específico	$[J/kg \cdot K]$
D	Diámetro de la tubería	$[m]$
e	Espesor de lámina	$[m]$
F	Eficiencia de la aleta (perfil rectangular)	$[-]$
F'	Eficiencia de colección	$[-]$

f	Factor de fricción de Darcy-Weisbach	$[-]$
g	Gravedad	$[m/s^2]$
h	Coefficiente de convección	$[W/m^2 \cdot K]$
I	Irradiancia solar	$[W/m^2]$
k	Conductividad térmica	$[W/m \cdot K]$
d	Separación entre la cubierta de vidrio y lamina absorbedora	$[m]$
L	Longitud de la tubería	$[m]$
M	Numero de flujo de masa adimensional	$[-]$
\dot{m}	Flujo másico del fluido	$[kg/s]$
η	Eficiencia del colector	$[-]$
Nu	Número de Nusselt	$[-]$
n_t	Número de tubos del colector solar	$[-]$
P	Coefficiente de pérdidas por la cubierta transparente	$[-]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
p	Presión	$[Pa]$
q_u'	Calor útil	$[W/m^2]$
R_a	Número de Rayleigh	$[-]$
R_e	Número de Reynolds	$[-]$
r_L	Factor de forma de tubería	$[-]$
\bar{T}_f	Temperatura promedio del fluido	$[K]$
T	Temperatura	$[K]$
U	Coefficiente de pérdida de la lámina absorbedora	$[W/m^2 \cdot K]$
V_{viento}	Velocidad del viento	$[m/s]$
w	Separación entre tubos	$[m]$
W_{adm}	Potencia de la bomba adimensional	$[-]$
X	Coordenada sobre el plano de colección ortogonal al flujo	$[m]$
Y	Coordenada en la dirección del flujo	$[m]$
Z	Ancho del colector	$[m]$

Símbolos Griegos

α	Absortividad	$[-]$
β	Inclinación del colector	$[^\circ]$
ϵ	Coefficiente de expansión volumétrica	$[1/K]$
ϵ	Emisividad	$[-]$

θ	Temperatura adimensional	$[-]$
μ	Viscosidad dinámica	$[\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
Π	Factor de forma de la superficie extendida	$[-]$
ρ	Densidad	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10^{-9})	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4]$
τ	Transmisividad	$[-]$
φ	Relación de las propiedades de la superficie de radiación	$[-]$

$$h_{c, \tau=0} = 5.7 + 3.8 V_{\text{viento}} \quad (\text{A.3})$$

El número de Nusselt para la convección entre la lámina de absorción y la cubierta de vidrio a través del aire contenido se calculó según la correlación de Hollands (Incropera y Dewit, 1999):

$$N_{ul} = \frac{h_{c, \tau=0} d}{k} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \beta} \right]^{\frac{1}{4}} \left[1 - \frac{1708 (\sin 1.8 \gamma)^{1.6}}{Ra_L \cos \beta} \right]^{\frac{1}{4}} + \left[\left(\frac{Ra_L \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{A.4})$$

Con el número de Rayleigh definido como:

$$Ra = \frac{g \epsilon (T_2 - T_1) L^3}{\alpha \nu} \quad (\text{A.5})$$

El número de Nusselt para flujo laminar se calculó según la correlación de Gnielinski (Incropera y Dewit, 1999):

$$Nu = \frac{h_{f-t} D}{k_f} = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (\text{A.6})$$

Mientras que para flujo turbulento se utilizó la correlación de Rosehnow y Choi (Incropera y Dewit, 1999):

$$Nu = 3.7 + \frac{\left(\frac{0.0534 D_i Re_D Pr}{L} \right)^{1.15}}{1 + \left(\frac{0.0335 D_i Re_D Pr}{L} \right)^{0.82}} \quad (\text{A.7})$$

La potencia adimensional fue definida como la potencia mínima requerida por la bomba entre la energía solar incidente:

$$\dot{W}_{adm} = \frac{f}{2 r_L} \frac{v^2}{c_p \Delta T} \eta \quad (\text{A.8})$$

En donde f es el factor de fricción de Darcy-Weisbach.

REFERENCIAS

CASSARD, H., DENHOLM, P., & ONG, S. (2011). Technical and economic performance of residential solar water heating in the United States. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(8), 3789-3800.

Subíndices

α	De la lámina de absorción
β	Ortogonal al plano de colección
τ	De la cubierta transparente
c	Convección
f	Del fluido
i	Entrada
o	Ambiente
r	Radiación
s	Salida

APÉNDICE

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el vidrio y la placa se consideró como el de dos superficies paralelas infinitas según la ecuación (Incropera y Dewit, 1999):

$$h_r = \frac{\sigma (\bar{T}_1^2 + \bar{T}_2^2) (\bar{T}_1 + \bar{T}_2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (\text{A.1})$$

Para coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el vidrio y la cúpula celeste se consideró esta última como un cuerpo negro, según ecuación (Incropera y Dewit, 1999):

$$h_r = \sigma \epsilon_r (bat T_1 + T_2) (\bar{T}_1^2 + T_2^2) \quad (\text{A.2})$$

Se utilizó la correlación de Mc Adams para las pérdidas de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el viento local, según la ecuación (Mc Adams, 1954):

- CENTRO NACIONAL DE ENERGÍAS RENOVABLES (CENER). (2006). Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayo. Navarra, España.
- COIMBRA, J., & ALMEIDA, M. (2013). Challenges and benefits of building sustainable cooperative housing. *Building and Environment*, 62, 9-17.
- DUFFIE, J. BECKMAN, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. (4ta ed.) Wisconsin, Estados Unidos, Editorial John Wiley & Sons.
- EUROPEAN SOLAR THERMAL ENERGY FEDERATION (ESTIF). Solar Thermal Market in Europe 2014. Bélgica 2015. Disponible en: http://www.estif.org/fileadmin/estif/content/market_data/downloads/2014_solar_thermal_markets_LR.pdf
- HAN, J., MOL, A. P., & LU, Y. (2010). Solar water heaters in China: a new day dawning. *Energy Policy*, 38(1), 383-391.
- HAJABDOLLAHI, Z., & HAJABDOLLAHI, H. (2017). Thermo-economic modeling and multi-objective optimization of solar water heater using flat plate collectors. *Solar Energy*, 155, 191-202.
- IBRAHIM, O., FARDOUN, F., YOUNES, R., & LOUAHLIA-GUALOUS, H. (2014). Review of water-heating systems: General selection approach based on energy and environmental aspects. *Building and Environment*, 72, 259-286.
- INCROPERA, F Y DEWIT, D. (1999). Fundamentos de transferencia de calor. (4ta Ed.) Mexico, Editorial Pearson.
- LEDANOIS JM, PRIETO A (1988) A new solar map of Venezuela. *Solar Energy*, 41:115–126
- MC ADAMS, W.H. (1954). Heat Transmission, (3era Ed.), New York, U.S.A: McGrawHill
- MOSTAFAEIPOUR, A., ZAREZADE, M., GOUDARZI, H., REZAEI-SHOUROKI, M., & QOLIPOUR, M. (2017). Investigating the factors on using the solar water heaters for dry arid regions: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 157-166.
- ROTH GLOBAL PLASTIC S.A. (2007) Colector Solar Plano F2S4: Información Técnica. Disponible en: <https://www.construnario.com/diccionario/swf/27028/energ%C3%ADa%20solar%20t%C3%A9rmica/captadores/captador%20f2-s4%20informaci%C3%B3n%20t%C3%A9cnica.pdf>
- REZVANI, S., BAHRI, P. A., URMEE, T., BAVERSTOCK, G. F., & MOORE, A. D. (2017). Techno-economic and reliability assessment of solar water heaters in Australia based on Monte Carlo analysis. *Renewable energy*, 105, 774-785.
- SELLAMI, R., MERZOUK, N. K., AMIRAT, M., CHEKROUNI, R., OUHIB, N., & HADJI, A. (2016). Market potential and development prospects of the solar water heater field in Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65, 617-625.
- ZHANG, X., YOU, S., XU, W., WANG, M., HE, T., & ZHENG, X. (2014). Experimental investigation of the higher coefficient of thermal performance for water-in-glass evacuated tube solar water heaters in China. *Energy Conversion and Management*, 78, 386-392