

EVALUACIÓN TEÓRICA-EXPERIMENTAL DEL INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE QUE CIRCULA A TRAVÉS DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

THEORETICAL-EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE INCREMENT OF AIR TEMPERATURE THAT CIRCULATES THROUGH A FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR

José Martín Medina Flores

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México
martin.medina@itcelaya.edu.mx

Francisco Javier López Zaragoza

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México
fco.jloz@gmail.com

Arnoldo Maeda Sánchez

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México
arnoldo.maeda@itcelaya.edu.mx

José Alberto Zavala Bustos

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México
jose.zavala@itcelaya.edu.mx

Pedro Yáñez Contreras

Universidad Politécnica de Guanajuato, México
pyanez@upgto.edu.mx

Recepción: 14/septiembre/2019

Aceptación: 7/noviembre/2019

Resumen

En este trabajo se desarrolló una metodología de diseño térmico para colectores solares de aire de placa plana. La metodología se basa en ecuaciones prácticas que representan los fenómenos físicos de transferencia de calor tanto de radiación como de convección, la cual se emplea para determinar el incremento de temperatura del aire que circula a través del colector, así como su eficiencia térmica. Los resultados del incremento de temperatura que se obtienen con la metodología propuesta se compararon con resultados experimentales obtenidos al instrumentar un colector tipo. La variación entre los resultados teóricos y experimentales del

incremento de la temperatura es aceptable debido a que el error entre ellos es del orden del 8% como máximo.

Palabras Clave: colector solar plano, modelado teórico, colector solar de aire, modelado experimental.

Abstract

In this work, a thermal design methodology for flat plate air solar collectors was developed. The methodology is based on practical equations that represent the physical phenomena of heat transfer both radiation and convection, which is used to determine the temperature increase of the air circulating through the collector as well as its thermal efficiency. The results of the temperature increase obtained with the proposed methodology were compared with experimental results obtained by instrumentation of a standard collector. The variation between the theoretical and experimental results of the increase in temperature is acceptable because the error between them is of the order of 8% at most.

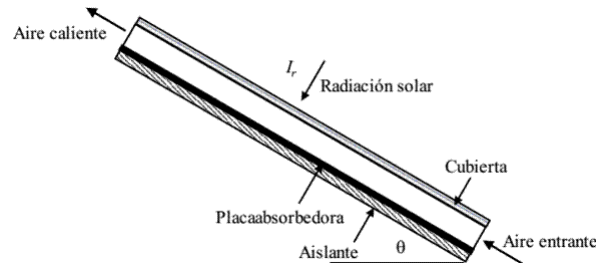
Keywords: flat solar collector, theoretical modeling, air solar collector, experimental modeling.

1. Introducción

Un colector de energía solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante proveniente del sol en energía térmica utilizable. La figura 1, muestra los principales componentes de un colector solar de aire básico conocido como de placa plana, el cual está constituido por un elemento absorbente llamado placa plana absorbidora protegida térmicamente mediante un aislante, el ducto por donde circula el fluido caloportador, una cubierta de material transparente donde incide la energía por radiación solar y por último una caja rígida o carcasa que da el cuerpo, la cual proporciona resistencia mecánica y rigidez a todo el dispositivo permitiendo su anclaje en el lugar determinado.

Chuan y col., [2016] desarrollaron un modelo matemático de un colector solar de aire basado en una aproximación numérica que utiliza diferencias finitas considerando transferencia de calor por convección forzada para analizar el efecto

sobre el rendimiento térmico del colector al variar la razón de flujo másico de aire y las condiciones de operación. Los resultados teóricos y experimentales concuerdan dentro de un rango aceptable.



Fuente: Performance of Flate Plate Solar Heat Collectors

Figura 1 Componentes principales de un colector solar de aire.

Ramani y col., [2010] presentan un análisis teórico-experimental de un colector solar de aire de doble paso, con y sin material poroso. El análisis teórico se basa en un modelo matemático, el cual utiliza coeficientes de transferencia de calor volumétricos para evaluar el efecto de varios parámetros sobre el rendimiento térmico y caída de presión. La comparación de resultados teóricos-experimentales de la eficiencia térmica proporciona que el colector solar de aire de doble paso utilizando un medio poroso como material absorbente es mucho más grande que la del colector sin medio poroso y la de un colector simple. Al-Damook y Hashim-Khalil [2017] analizaron teórica y experimentalmente las características del rendimiento térmico y económicas de utilizar un colector solar de aire sin cubierta con una placa absorbedora perforada. El colector es inclinado 90° con respecto a la horizontal de tal forma que se coloca en la fachada de una casa-habitación, de tal forma que su costo y peso es mínimo. Los resultados muestran que este tipo de colector ofrece ventajas tanto en el rendimiento térmico como económicas en condiciones climatológicas despejadas y nubladas. En este trabajo se propone una metodología de diseño térmico que permite la evaluación de la temperatura de calentamiento del aire que circula a través del colector solar, la cual se implementa en el software "EngineeringEquationSolver" (EES®). La metodología térmica propuesta es comparada con resultados experimentales obtenidos de la evaluación térmica de un colector tipo. Los resultados experimentales y teóricos de la temperatura de

calentamiento del aire que circula a través del colector muestran una concordancia dentro de límites aceptables.

2. Métodos

Modelo Analítico

Una medida del rendimiento térmico del colector solar de placa plana es la eficiencia de recolección η_c , definida como la razón de ganancia útil durante un cierto periodo de tiempo a la energía solar incidente durante el mismo periodo de tiempo como se muestra en la ecuación 1 [Sukhatme y Nayak, 2008].

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{util}}{A_p I_T} \quad (1)$$

En la ecuación 1, I_T es la intensidad de radiación total que llega al colector, A_p es el área de la placa absorbadora, la cantidad de calor útil \dot{Q}_{util} que aprovecha el colector puede determinarse de tres formas distintas dependiendo de los parámetros que se conozcan. La primera forma es aplicar un balance de energía en la placa absorbadora del captador solar obteniendo la ecuación 2 [Sosteris, 2009].

$$\dot{Q}_{util} = A_p S - \dot{Q}_{perdido} \quad (2)$$

En la ecuación 2, $\dot{Q}_{perdido}$ es la razón de calor en Watts que se pierde a través del captador solar debido a los diferentes mecanismos de conducción y re-radiación entre la cubierta y el medio ambiente circundante, además de las pérdidas por conducción y convección en la parte inferior y las paredes laterales del colector solar, S es el flujo solar incidente absorbido por la placa y se determina por $S = \alpha \tau I_T$, donde α es la capacidad de absorción de energía del material de la placa y τ es una propiedad del material de la cubierta de transmitir energía. La segunda forma que se tiene para determinar el calor útil absorbido por la placa es el que se entrega al fluido que circula a través del tubo, expresado por la ecuación 3 [Cengel, 2003].

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} C_p (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (3)$$

C_p en la ecuación 3 es la capacidad calorífica del fluido en J/kg-K, \dot{m} es la razón de flujo másico en kg/s del fluido que circula a través del colector, $T_{f,i}$ es la temperatura

en °C que tiene el fluido a la entrada del ducto y $T_{f,o}$ es la temperatura en °C que tiene el fluido a la salida del ducto. Por último, la tercera forma que se emplea en el diseño térmico de un colector solar de placa plana, es la de Hottel y Woertz [1942] como se muestra en la ecuación 4.

$$\dot{Q}_{util} = F_R A_P [S - U_L (T_{f,o} - T_{amb})] \quad (4)$$

En la ecuación 4, T_{amb} es la temperatura en °C del medio ambiente circundante al colector, U_L es el coeficiente global de transferencia de calor en W/m²-K que evalúa las pérdidas térmicas desde la placa absorbidora hasta el medio ambiente circundante al colector, F_R es el factor de remoción de calor en el colector establecido por la ecuación 5 [Sukhatme y Nayak, 2008].

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{U_L A_P} \left[1 - \exp \left\{ - \frac{F' U_L A_P}{\dot{m} C_p} \right\} \right] \quad (5)$$

F' en la ecuación 5 se conoce como el factor de eficiencia del colector, el cual se calcula con la ecuación 6 [Duffie y Beckman, 1991].

$$F' = \left\{ 1 + U_L / \left\{ h + \left[(1/h) + (1/h_{r,p-c}) \right]^{-1} \right\} \right\}^{-1} \quad (6)$$

En la ecuación 6, h es el coeficiente convectivo entre la placa y la cubierta establecido por la ecuación 7 [Kays, 1966].

$$Nusselt = \frac{h D_e}{k} = 0.0158 Re^{0.8} \quad (7)$$

D_e en la ecuación 7 es el diámetro hidráulico determinado por: $D_e = \frac{2HB}{H+B}$, H y B son la altura y el ancho en metros del ducto por donde circula el aire, Re es el número de Reynolds calculado con: $Re = \frac{2\dot{m}}{\mu(H+B)}$. El coeficiente global de transferencia de calor (U_L) mostrado en la ecuación 4 para evaluar las pérdidas térmicas debido a los diferentes mecanismos de transferencia de calor desde la placa absorbidora hasta el medio ambiente circundante al colector, ecuación 8.

$$U_L = U_t + U_b \quad (8)$$

U_t es el coeficiente global de pérdidas debido a la convección y radiación entre la placa absorbidora y el medio ambiente existente, ecuación 9 [Holman, 2010].

$$U_t = \left(\frac{1}{h + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (9)$$

Donde el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbidora y la cubierta se determina utilizando la ecuación 10.

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (10)$$

En la ecuación 10, la temperatura de la placa (T_p) y cubierta (T_c) se expresan en grados Kelvin, σ es la constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = \frac{5.67 \times 10^{-8} W}{m^2 \cdot m^4}$), ε_p y ε_c son los valores de emisividad del material de la placa absorbidora y la cubierta respectivamente. El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el medio ambiente se determina utilizando la ecuación 11.

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_c \sigma (T_c + T_{sky})(T_c^2 + T_{sky}^2) \quad (11)$$

Donde T_{sky} se determina utilizando la ecuación 12 [Swinbank, 1963].

$$T_{sky} = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (12)$$

En la ecuación 12, el valor de T_{amb} debe introducirse en grados Kelvin. El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el medio ambiente mostrado en la ecuación 9 se determina utilizando la ecuación 13 [McAdams, 1973].

$$h_w = 5.7 + 3.8 V_\infty \quad (13)$$

V_∞ en la ecuación 13 es la velocidad del viento en m/s. El valor de U_b expresado en la ecuación 8 se puede determinar utilizando la ecuación 14.

$$U_b = \frac{k_{a-i}}{b_1} \quad (14)$$

En la ecuación 14, k_{a-i} es el valor de la conductividad térmica del aislante colocado en la parte inferior del colector, b_1 es el espesor del aislante en metros. La razón de transferencia de calor en Watts que se transfiere desde la cubierta al medio circundante que rodea al colector debido a los diferentes mecanismos de transferencia de calor que se presentan, ecuación 15 [Incropera y col., 2011].

$$\dot{Q}_{c-a} = A_p [h_w (T_c - T_{amb}) + \sigma \varepsilon_c (T_c^4 - T_{sky}^4)] \quad (15)$$

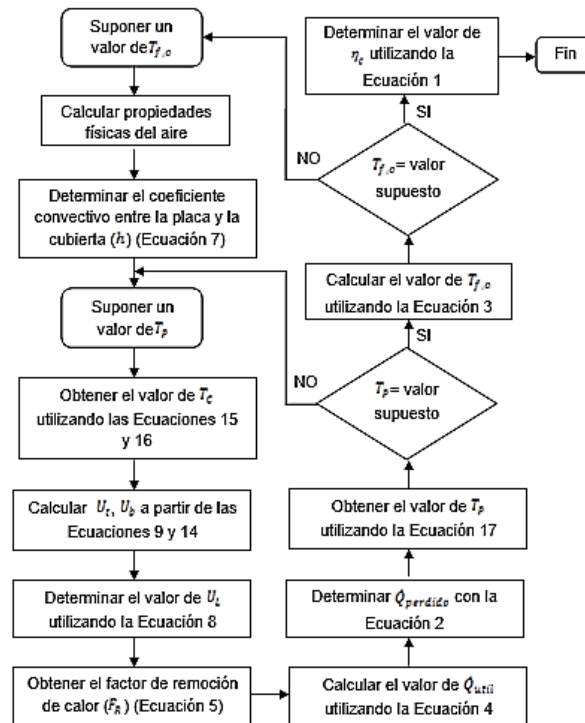
El calor que se pierde de la cubierta al medio circundante (\dot{Q}_{c-a}) debe ser igual al que se pierde por los mecanismos de transferencia de calor convectivo y de radiación entre la placa absorbidora y la cubierta, el cual se calcula utilizando la ecuación 16.

$$\dot{Q}_{p-c} = A_p \left[h(T_p - T_c) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_c^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \right] \quad (16)$$

Por último, el calor total perdido por el colector solar se puede calcular utilizando la ecuación 17.

$$\dot{Q}_{perdido} = A_p U_L (T_p - T_{amb}) \quad (17)$$

La figura 2 presenta el algoritmo teórico que se utiliza para el cálculo del rendimiento térmico del colector solar de placa plana y el incremento de temperatura que alcanza el aire que circula a través del mismo, el cual, está basado en las diez y siete ecuaciones presentadas.



Fuente: Elaboración propia

Figura 2 Diagrama de flujo para el cálculo del rendimiento térmico del colector solar de placa plana y el incremento de temperatura que alcanza el aire.

La figura 3 muestra el algoritmo implementado en el software “Engineering Equation Solver” (EES®).

```

{Assumptions}
T_amb = 4.36 "temperatura ambiente [K]"
T_amb = 28.75 "Temperatura ambiente [C]"
T_amb = 77.28 "Temperatura ambiente [F]"

{Geometria}
W = 4.81 "Ancho del colector solar [m]"
H = 0.81 "Alto del colector solar [m]"
L = 4.81 "Longitud del colector solar [m]"
A_s = 4.81 "Área superficial del colector solar [m^2]"
m_dot_solar = 0.22054072 "Caudal de aire [kg/s]"

T_s = 23 "Temperatura de salida [C]"
T_inlet = 14 "Temperatura de entrada [C]"
L_s = 1.04 "Longitud del colector solar [m]"

A_solar = 5.57177 "Área superficial del colector solar [m^2]"
A_absorbedora = 4.81 "Área de la placa absorbidora [m^2]"
A_carcasa = 0.84 "Área de la carcasa [m^2]"

{Propiedades de los materiales}
T_prom = (T_s + T_inlet)/2
rho_solar = 1.205 "Densidad del aire [kg/m^3]"
mu_solar = 2.07E-5 "Viscosidad dinámica del aire [Pa·s]"
k_solar = 0.0257 "Conductividad térmica del aire [W/m·K]"
Cp_solar = 1007 "Capacidad calorífica del aire [J/kg·K]"

rho = 2 "Densidad del agua [kg/m^3]"
mu = 0.0001 "Viscosidad dinámica del agua [Pa·s]"
k = 0.6 "Conductividad térmica del agua [W/m·K]"

{Cálculo de coeficientes de transferencia de calor}
Nu_solar = 0.62 * Re_solar^0.25 * Pr_solar^0.4 / (1 + 0.4/Pr_solar)^0.125 * (1 + (Re_solar/14000)^0.44)^0.125
h_solar = 0.0232 * Nu_solar * k_solar / L_s

Nu_absorbedora = 0.4 * Re_absorbedora^0.4 * Pr_absorbedora^0.4 / (1 + 0.4/Pr_absorbedora)^0.125 * (1 + (Re_absorbedora/14000)^0.44)^0.125
h_absorbedora = 0.0232 * Nu_absorbedora * k_absorbedora / L_absorbedora

Nu_carcasa = 0.62 * Re_carcasa^0.25 * Pr_carcasa^0.4 / (1 + 0.4/Pr_carcasa)^0.125 * (1 + (Re_carcasa/14000)^0.44)^0.125
h_carcasa = 0.0232 * Nu_carcasa * k_carcasa / L_carcasa

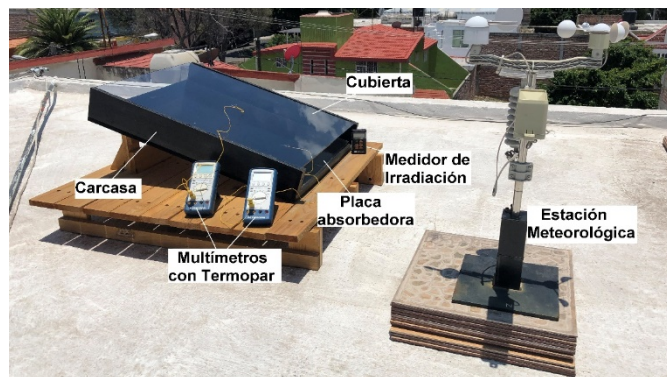
{Balance de energía}
Q_solar = m_dot_solar * Cp_solar * (T_s - T_inlet)
Q_absorbedora = h_absorbedora * A_absorbedora * (T_solar - T_amb)
Q_carcasa = h_carcasa * A_carcasa * (T_solar - T_amb)
Q_perdidas = Q_solar - Q_absorbedora - Q_carcasa
T_solar = T_amb + Q_perdidas / (h_absorbedora * A_absorbedora + h_carcasa * A_carcasa)
    
```

Fuente: Elaboración propia

Figura 3 Algoritmo implementado en el software “Engineering Equation Solver”.

Modelo experimental

El modelo experimental se realizó mediante la toma de datos experimentales de un colector solar de aire típico como el que se muestra en la figura 4.



Fuente: Elaboración propia

Figura 4 Instrumentación del colector solar de aire de placa plana.

El colector solar está conformado por los siguientes materiales: la carcasa o cuerpo está compuesta de fibra de densidad media (MDF) de 15 mm de espesor, el aislante

es lana de fibra de vidrio con un recubrimiento de aluminio el cual en conjunto tiene 10 mm de espesor, la placa absorbadora es de cobre calibre 16 y la cubierta es de cristal con un espesor de 6 mm.

La temperatura ambiente y la velocidad del viento se registraron con una estación meteorológica modelo AW002, los diferentes valores de irradiación se obtuvieron con un medidor de energía solar TES-1333, los valores de temperatura de entrada y salida del aire que circula a través del colector se tomaron con un multímetro digital BK precisión 390a, la figura 5 inciso a), b) y c) muestran respectivamente los diferentes instrumentos utilizados.



a) Estación meteorológica. b) Medidor de irradiación solar. c) Multímetro digital y termopar tipo K.
Fuente: Elaboración propia

Figura 5 Instrumentos utilizados.

3. Resultados y Discusión

La tabla 1, muestra los diferentes valores de las variables que se utilizaron para la simulación analítica del colector solar de aire de placa plana.

Tabla 1 Valores utilizados para la simulación analítica del colector solar.

Variable	Valor
Altura del ducto donde circula el aire, H (m)	0.10
Ancho del ducto donde circula el aire, B (m)	0.61
Longitud del ducto donde circula el aire, L (m)	0.81
Área de la placa absorbadora, A_p (m ²)	0.4941
Emisividad de la cubierta, ε_c	0.94
Emisividad de la placa, ε_p	0.64
Conductividad térmica de fibra de vidrio (parte inferior del colector), k_{a-i} (W/m-K)	0.04
Espesor del aislante colocado en la parte inferior del colector (Fibra de vidrio), b_1 (m)	0.010
Conductividad térmica de material (parte inferior de la carcasa) (MDF), k_{a-i} (W/m-K)	0.095
Espesor del material colocado en la parte inferior de la carcasa (MDF), b_1 (m)	0.015

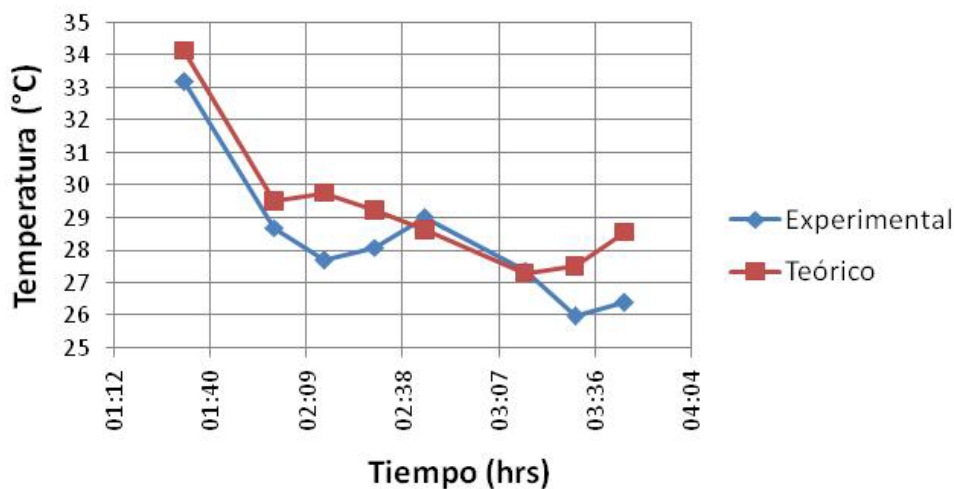
Fuente: Elaboración propia

La tabla 2, presenta el resultado teórico-experimental del incremento de temperatura que ocurre en el aire a su paso a través del colector solar de placa plana, así como la eficiencia térmica del mismo. Se aprecia que el modelo térmico analítico desarrollado en el presente trabajo reproduce valores confiables de la temperatura del aire a la salida del colector solar ($T_{f,o}$), ya que, el valor máximo de error se encuentra alrededor del 8%, obteniéndose valores aceptables. La figura 6 muestra la comparación entre los valores medidos y esperados de la temperatura de salida del aire del colector en un día típico, mientras que la figura 7 presenta la tendencia del error existente entre los valores medidos y esperados de la temperatura de salida del aire del colector.

Tabla 2 Resultados experimentales y teóricos del incremento de temperatura.

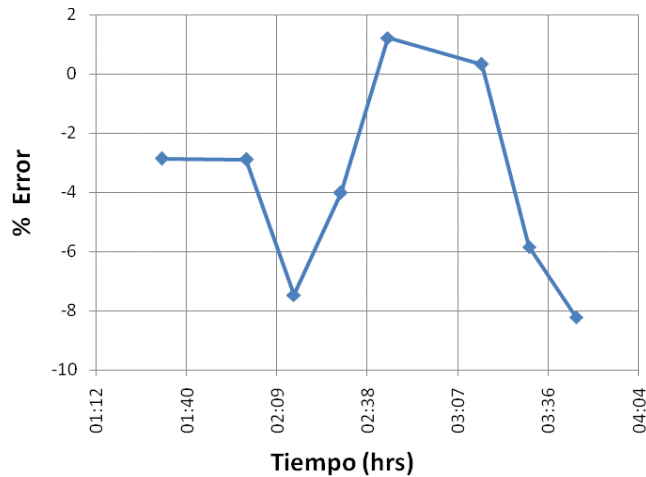
Tiempo	Valores Experimentales					Calculado con la metodología propuesta $T_{f,o}$ (°C)	Error $T_{f,o}$ (%)	Eficiencia colector η_c
	I_T (W/m ²)	T_{amb} (°C)	V_w (m/s)	$T_{f,i}$ (°C)	$T_{f,o}$ (°C)			
01:33	980	30.7	0.70	29.7	33.2	34.15	-2.86	0.4568
02:00	846	25.0	1.00	26.6	28.7	29.53	-2.89	0.5038
02:15	944	25.1	1.40	27.3	27.7	29.77	-7.47	0.5317
02:30	922	26.2	1.40	26.8	28.1	29.23	-4.02	0.5378
02:45	704	25.1	1.40	26.8	29.0	28.65	1.21	0.5367
03:15	848	26.3	1.70	25.4	27.4	27.31	0.33	0.5616
03:30	796	25.9	1.40	25.4	26.0	27.52	-5.85	0.5456
03:45	675	26.0	1.00	26.2	26.4	28.57	-8.22	0.5135

Fuente: Elaboración propia



Fuente: Elaboración propia

Figura 6 Valores medidos y calculados de temperatura de salida del aire ($T_{f,o}$).



Fuente: Elaboración propia

Figura 7 %error entre valores medidos y calculados de temperatura de salida aire ($T_{f,o}$).

4. Conclusiones

Se desarrolló una metodología de diseño térmico para un colector solar de aire de placa plana, con el fin de evaluar la temperatura que alcanza el aire que circula a través del colector cuando sale de éste, teniendo como única fuente de energía el calor proporcionado por el sol. El valor de temperatura que se obtiene de manera teórica con la metodología propuesta es comparado con el valor experimental obtenido al instrumentar y poner en marcha un colector solar de aire de placa plana. La concordancia entre los datos teóricos y experimentales es aceptable debido a que la mayor diferencia entre ellos es del orden del 8%. Se aprecia que los diferentes valores experimentales obtenidos con los diferentes instrumentos durante cierto periodo de tiempo afectan la eficiencia del colector solar. Es importante contar con una metodología de diseño térmico de este tipo de colectores para realizar análisis de redes de colectores en serie, paralelo y/o serie-paralelo para satisfacer la demanda de calor en procesos de secado, climatización, entre otros.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Al-damook, A., Hashim, Khalil, W., Experimental Evaluation of an Unglazed Solar Air Collector for Building Space Heating in Iraq, Renewable Energy, vol. 112, pp. 498-509, 2017.
- [2] Cengel, Y., A., Heat Transfer, Second Edition, McGraw-Hill, 2003.

- [3] Chuan, S., Yuting, L., Chen, D., Yao, Z., Huawei, C, Shuiming, S., A Mathematical Model to Investigate on the Thermal Performance of a Flat Plate Solar Air Collector and its Experimental Verification, *Energy Conversion and Management*, vol. 115, pp. 43-51, 2016.
- [4] Duffie, J., A., Beckman, W., A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, Second Edition, Wiley & Sons, 1991.
- [5] Holman, J., P., *Heat Transfer*, Ten Edition, McGraw-Hill, 2010.
- [6] Hottel, H., C., Woertz, B., B., Performance of Flat Plate Solar Heat Collectors, *Trans., ASME*, vol (64), pág. 91, 1942.
- [7] Incropera, F., P., Dewitt, D., P., Bergman, T., L., Lavine, A., S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Seventh Edition, John Wiley & Sons, 2011.
- [8] Kays, W., M, *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, NY (1966).
- [9] Ramani, B., M., Gupta, A., Kumar, R., Performance of a Double Pass Solar Air Collector, *Solar Energy*, vol. 84, pp. 1929-1937, 2010.
- [10] McAdams, W., H., *Heat Transmission*, Third Edition, McGraw-Hill, 1973.
- [11] Sosteris, A., K., *Solar Energy Engineering (Processes and Systems)*, First Edition, Academic Press, 2009.
- [12] Sukhatme, S., P., Nayak, J., K., *Solar Energy (Principles of Thermal Collection and Storage)*, Third Edition, McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2008.
- [13] Swinbank, W., C., Long-Wave from Clear Skies, *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society*, vol. (89), pp. 339,1963.