

OPTIMIZACIÓN ESTADÍSTICA DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CONSIDERANDO FACTORES NO CONTROLABLES

*STATISTICAL OPTIMIZATION OF THE THERMAL PERFORMANCE
OF A SOLAR AIR COLLECTOR CONSIDERING NON-CONTROLLED
FACTORS*

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 el presente trabajo se hace uso de los arreglos ortogonales propuestos por Taguchi para maximizar el rendimiento térmico de un colector solar de aire de placa plana. En el proceso de optimización son considerados cinco factores controlables, los cuales son: longitud del colector, material de la placa absorbadora, material de la cubierta, altura del canal de flujo de aire, ancho del colector; y tres factores no controlables, los cuales son: velocidad del aire, irradiación solar y temperatura ambiente. Para llevar a cabo los diferentes experimentos establecidos por el arreglo ortogonal, se desarrolló una metodología de diseño térmico para colectores solares de aire de placa plana. La metodología se aplica al diseño térmico de un colector

solar de aire evaluado de forma experimental. Los resultados muestran que el material de la placa absorbedora y de la cubierta, así como la altura del canal de flujo de aire son estadísticamente significativos para determinar el rendimiento térmico del colector, mientras que la longitud y ancho no son significativos estadísticamente. Se obtiene un aumento del 7.5% del rendimiento térmico del colector entre el diseño óptimo y el evaluado de forma experimental.

Palabras Clave: ANOVA, arreglos ortogonales de Taguchi, colector solar de aire de placa plana, optimización.

Abstract

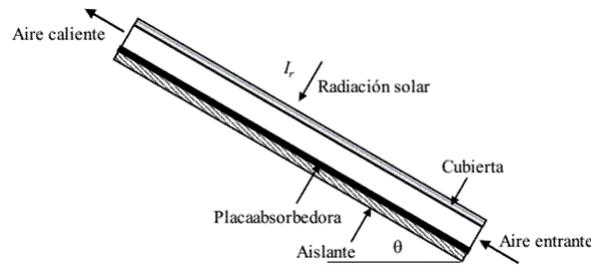
This work makes use of orthogonal arrays proposed by Taguchi to maximize the thermal performance of a flat plate air solar collector. On the process optimization are taken into account five control factors, which are: collector length, material type of the absorber plate, material type of the cover, height of the air flow channel and width of the collector; and three non-controllable factors, which are: wind velocity, solar irradiation and room temperature. In order to carry out the different experiments established by the orthogonal arrangement, a thermal design methodology was developed for flat plate air solar collectors. The methodology is applied to the thermal design of an experimentally evaluated solar collector. The results show that the material type of the absorber plate, the material type of the cover and the height of the air flow channel are statistically significant to calculate the thermal efficiency of the collector, while the length and width of the collector are not statistically significant. An increase of 7.5% in the thermal performance of the collector is obtained between the optimal design and the design of the collector evaluated experimentally.

Keywords: ANOVA, Taguchi's orthogonal arrays, flat plate air solar collector, optimization.

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 a calentar, 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.



Fuente: Performance of Flate Plate Solar Heat Collectors

Figura 1 Componentes principales de un colector solar de aire.

Yang y col., [2014] desarrollaron un modelo numérico para optimizar el rendimiento térmico de un colector solar de aire que utiliza “*offset strip fin*” en la placa absorbidora. Llevaron a cabo diferentes experimentos tomando como base la norma ASHRAE 93-2003 para evaluar el rendimiento térmico del colector en términos de la constante del tiempo, la eficiencia de calentamiento, el ángulo de inclinación y el coeficiente de resistencia sintético, obteniendo eficiencias por arriba del 40% aún con valores de irradiación del orden de $600\text{W}/\text{m}^2$. Siddharta y col., [2012] desarrollaron un algoritmo de optimización evolutivo basado en “*particle swarm*” para predecir un conjunto optimizado de parámetros de diseño y condiciones de operación para un calentador solar de aire de placa plana. Los resultados obtenidos con el algoritmo son comparados con datos experimentales encontrando diferencias dentro de un rango aceptable. Varun y Siddharta [2010] desarrollaron un algoritmo de optimización evolutivo basado en algoritmos genéticos para incrementar el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana. Determinaron el máximo rendimiento térmico utilizando diferentes números de Reynolds, emisividad de la placa absorbidora, ángulo de inclinación y número

de cubiertas. A pesar del creciente interés por los colectores solares de tubos evacuados, el colector solar de placa plana continúa siendo el de uso tradicional en aplicaciones de calentamiento de un fluido de media temperatura (en promedio 60°C) debido a su confiabilidad, rendimiento térmico e hidráulicos satisfactorios y su precio relativamente bajo. Por tal razón, aún existe interés por desarrollar herramientas confiables de optimización del rendimiento termo-hidráulico del colector comprobando éstas con un prototipo de experimentación. Debido a que la experimentación en físico tiene un costo considerable en un proceso de optimización, es preferible contar con modelos de simulación termo-hidráulicos confiables. El objetivo de este trabajo es utilizar herramientas estadísticas como lo es el diseño de experimentos con un enfoque de Taguchi, el cual se utiliza para llevar a cabo un diseño de experimentos fraccionado que conduce a la optimización (maximizar) del rendimiento térmico de un colector solar de aire de placa plana. Los diferentes experimentos se llevan a cabo utilizando un modelo de diseño térmico basado en los diferentes fenómenos de transferencia de calor que ocurren en el colector, el cual se implementa en el software “*Engineering Equation Solver*” (EES®). Se selecciona un caso de estudio experimental como base para los diferentes dimensionamientos del colector y se compara el resultado de la optimización obteniéndose un rendimiento térmico del colector solar de aire de placa plana mayor al del caso de estudio experimental seleccionado.

2. Métodos

Modelo de Experimentación 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 en W/m², A_p es el área de la placa absorbadora en m², 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, 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 que se pierde a través del captador solar debido a los diferentes mecanismos de transferencia de calor por 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 en W/m^2 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, \dot{m} es la razón de flujo másico del fluido que circula a través del colector, $T_{f,i}$ es la temperatura que tiene el fluido a la entrada del ducto y $T_{f,o}$ es la temperatura 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.

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

En la ecuación 4, T_{amb} es la temperatura del medio ambiente circundante al colector, U_L es el coeficiente global de transferencia de calor que evalúa las pérdidas térmicas desde la placa absorbadora hasta el medio ambiente circundante al colector, F_R es el factor de remoción de calor en el colector establecido por la ecuación 5.

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

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].

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

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 absorbadora hasta el medio ambiente circundante al colector, ecuación 8.

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

En la ecuación 8, U_t es el coeficiente global de pérdidas por transferencia de calor debido a la convección y radiación entre la placa absorbadora y el medio ambiente existente, el cual se puede determinar utilizando la 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 absorbadora 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 de la cubierta (T_c) se expresan en grados Kelvin, σ es la constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/m^2 - m^4$), ε_p y ε_c son los valores de la emisividad del material de la placa absorbadora 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].

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

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].

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

V_∞ en la ecuación 13 es la velocidad del viento. 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, puede determinarse utilizando la ecuación 15 [Incropera y col., 2011].

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

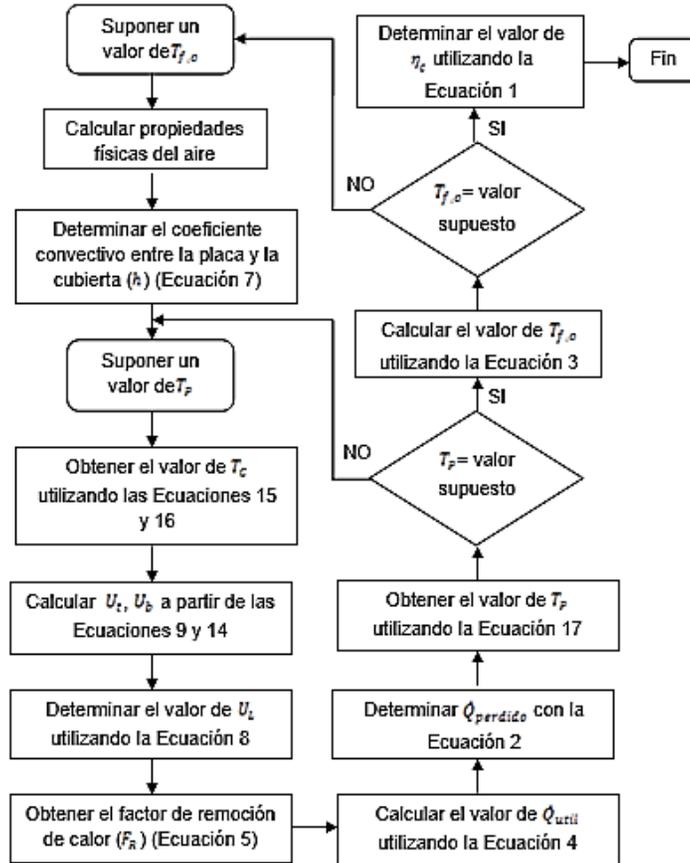
El calor que se pierde de la cubierta al medio circundante (\dot{Q}_{c-a}) debe ser igual al que se pierde por los mecanismos de transferencia de calor convectivo y de radiación entre la placa absorbidora y la cubierta, el cual se calcula utilizando la ecuación 16.

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

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 que se utiliza para el cálculo del rendimiento térmico del colector solar de placa plana.



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.

Diseño de Experimentos Estadístico

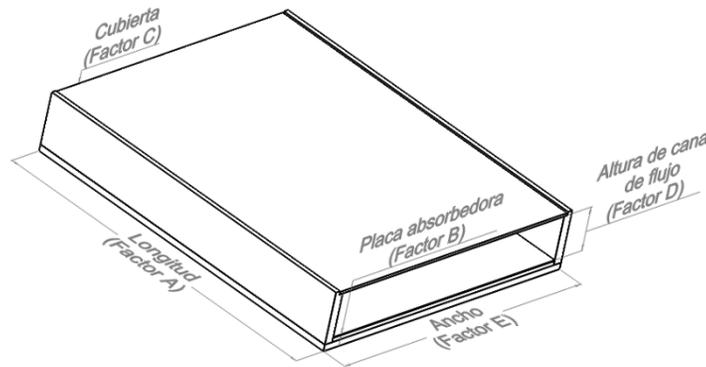
La investigación experimental estadística conducida en este trabajo se fundamenta en el cálculo del rendimiento térmico de un colector solar de aire de placa plana, el cual, se pretende maximizar considerando los fenómenos de transferencia de calor que ocurren durante el calentamiento del aire cuando circula a través del captador solar, así como los parámetros no controlables del medio ambiente. En la presente investigación se consideraron para el estudio cinco factores controlables con tres niveles de evaluación como se muestra en la tabla 1 y en figura 3, así como tres factores no controlables con dos niveles de evaluación como se presenta en la tabla 2. Por lo tanto, se debe conducir por lo menos once experimentos para poder estimar el efecto de cada factor sobre la característica de calidad (rendimiento térmico del captador solar). De los dieciocho arreglos

ortogonales base, el que cuenta con al menos once experimentos y máximo ocho factores a tres niveles de evaluación cada uno, es el L₂₇ (3⁸), por lo tanto, es el idóneo para el caso de estudio que se plantea en este trabajo.

Tabla 1 Factores controlables y sus respectivos niveles de experimentación.

Factores controlables	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
Longitud del colector (Factor A)	1 m	0.8 m	0.7 m
Material de la placa absorbidora (Factor B)	Acero 0.8	Cobre 0.64	Aluminio 0.04
Material de la cubierta (Factor C)	Acrílico 0.9	Cristal 0.94	Policarbonato 0.9
Altura del canal de flujo de aire (Factor D)	0.05 m	0.1 m	0.15 m
Ancho del colector (Factor E)	0.6 m	0.65 m	0.7 m

Fuente: Elaboración propia



Fuente: Elaboración propia

Figura 3 Parámetros geométricos seleccionados como factores controlables.

Tabla 2 Factores no controlables y sus respectivos niveles de experimentación.

Factores	Unidad	Nivel 1	Nivel 2
Velocidad del aire (Factor F)	m/s	0.70	1.70
Irradiación solar (Factor G)	W/m ²	675	980
Temperatura ambiente (Factor H)	°C	25.0	30.70

Fuente: Elaboración propia

La tabla 3 presenta el arreglo ortogonal seleccionado, y los valores de la característica de calidad (rendimiento térmico del colector) obtenidos con el modelo analítico presentado en la sección anterior para los diferentes experimentos llevados a cabo se muestran en la tabla 4.

Tabla 3 Arreglo ortogonal $L_{27}(3^5)$ [Madhav, 1989].

Exp. Núm.	A	B	C	D	E	F	G	H	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6	Y_7	Y_8	S/N	
						1	1	1										1
1	1	1	1	1	1													
2	1	1	1	1	2													
3	1	1	1	1	3													
4	1	2	2	2	1													
5	1	2	2	2	2													
6	1	2	2	2	3													
7	1	3	3	3	1													
8	1	3	3	3	2													
9	1	3	3	3	3													
10	2	1	2	3	1													
11	2	1	2	3	2													
12	2	1	2	3	3													
13	2	2	3	1	1													
14	2	2	3	1	2													
15	2	2	3	1	3													
16	2	3	1	2	1													
17	2	3	1	2	2													
18	2	3	1	2	3													
19	3	1	3	2	1													
20	3	1	3	2	2													
21	3	1	3	2	3													
22	3	2	1	3	1													
23	3	2	1	3	2													
24	3	2	1	3	3													
25	3	3	2	1	1													
26	3	3	2	1	2													
27	3	3	2	1	3													

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4 Valores de Eficiencia térmica y de la razón señal /ruido.

A	B	C	D	E	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6	Y_7	Y_8	S/N
1	1	1	1	1	0.473	0.466	0.460	0.452	0.554	0.560	0.559	0.564	-5.941
1	1	1	1	2	0.473	0.465	0.460	0.452	0.554	0.559	0.559	0.564	-5.945
1	1	1	1	3	0.473	0.465	0.460	0.452	0.554	0.559	0.559	0.564	-5.947
1	2	2	2	1	0.471	0.464	0.458	0.450	0.549	0.554	0.553	0.558	-6.002
1	2	2	2	2	0.471	0.463	0.457	0.450	0.548	0.553	0.553	0.558	-6.008
1	2	2	2	3	0.471	0.463	0.457	0.449	0.548	0.553	0.553	0.558	-6.013
1	3	3	3	1	0.541	0.539	0.539	0.537	0.566	0.568	0.566	0.568	-5.147
1	3	3	3	2	0.541	0.539	0.539	0.537	0.566	0.567	0.566	0.568	-5.150
1	3	3	3	3	0.540	0.539	0.539	0.537	0.565	0.567	0.566	0.568	-5.152
2	1	2	3	1	0.449	0.441	0.434	0.426	0.534	0.540	0.540	0.546	-6.355
2	1	2	3	2	0.448	0.440	0.434	0.426	0.534	0.540	0.540	0.545	-6.365
2	1	2	3	3	0.448	0.440	0.433	0.425	0.533	0.539	0.539	0.545	-6.374
2	2	3	1	1	0.489	0.482	0.477	0.470	0.562	0.567	0.566	0.571	-5.715
2	2	3	1	2	0.489	0.482	0.477	0.469	0.562	0.567	0.566	0.571	-5.718
2	2	3	1	3	0.489	0.482	0.476	0.469	0.562	0.567	0.566	0.570	-5.721
2	3	1	2	1	0.543	0.541	0.542	0.540	0.569	0.571	0.570	0.572	-5.099
2	3	1	2	2	0.543	0.541	0.542	0.540	0.569	0.571	0.570	0.572	-5.101
2	3	1	2	3	0.543	0.541	0.542	0.540	0.569	0.571	0.569	0.571	-5.102
3	1	3	2	1	0.464	0.456	0.450	0.442	0.546	0.551	0.551	0.556	-6.106
3	1	3	2	2	0.463	0.455	0.449	0.442	0.546	0.551	0.551	0.556	-6.112
3	1	3	2	3	0.463	0.455	0.449	0.441	0.545	0.551	0.551	0.556	-6.118
3	2	1	3	1	0.467	0.460	0.453	0.446	0.545	0.550	0.550	0.555	-6.070
3	2	1	3	2	0.467	0.459	0.453	0.445	0.545	0.550	0.550	0.554	-6.079
3	2	1	3	3	0.466	0.459	0.452	0.445	0.544	0.549	0.549	0.554	-6.087
3	3	2	1	1	0.545	0.543	0.544	0.542	0.573	0.575	0.574	0.576	-5.053
3	3	2	1	2	0.545	0.543	0.544	0.544	0.573	0.575	0.574	0.576	-5.050
3	3	2	1	3	0.545	0.543	0.544	0.542	0.573	0.575	0.574	0.576	-5.055

Fuente: Elaboración propia

Para evaluar la variabilidad de la característica de calidad en los diferentes experimentos llevados a cabo, se hace uso de un índice de varianza conocido como razón señal/ruido (S/N). Desde un punto de vista de calidad, existen tres clases de este índice de varianza (S/N) establecidos por Taguchi [Roy, 2001], los cuales son: “*smaller is better*”, “*nominal is the best*” y “*bigger is better*”. Para el caso de estudio presentado en este trabajo se desea que la característica de calidad sea la máxima posible; por lo tanto, se selecciona el índice de varianza “entre más grande es mejor” (“*bigger is better*”), la cual se determina utilizando la ecuación 18.

$$MSD = \frac{\frac{1}{y_1^2} + \frac{1}{y_2^2} + \frac{1}{y_3^2} + \dots}{n_1} \quad (18)$$

En ecuación 18, el valor *MSD* es un variable estadística conocida como la desviación cuadrática media y refleja la desviación del valor objetivo de la característica de calidad, los valores de y_1, y_2, y_3 , etc., son los valores de la característica de calidad obtenidos en los diferentes experimentos como se muestra en la tabla 4 y n_1 es el número de repeticiones, el cual para nuestro caso de estudio es de 8.

Los diferentes valores de la razón S/N mostrados en la tabla 4 se calculan utilizando la ecuación 19 [Roy, 2010] y los datos de la tabla 5.

$$\frac{S}{N} = -10 \log(MSD) \quad (19)$$

Tabla 5 Valores utilizados para la simulación analítica del colector solar.

Variable	Valor
Conductividad térmica del aislante colocado en la parte inferior del colector (Fibra de vidrio), k_{a-i} (W/m-K)	0.04
Espesor del aislante, fibra de vidrio en la parte inferior del colector, b_1 (m)	0.010
Conductividad térmica del material colocado en la 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

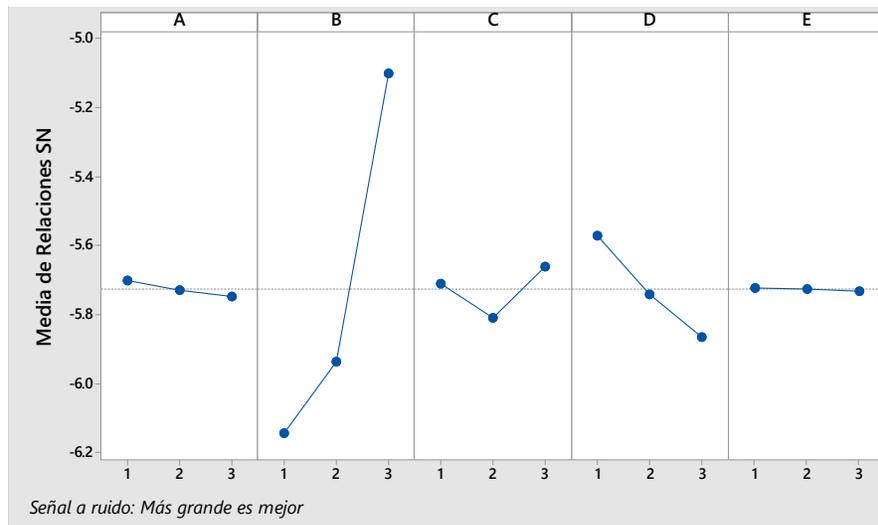
Fuente: Elaboración propia

3. Resultados y Discusión

Análisis del efecto de los factores sobre la característica de calidad

Para llevar a cabo el proceso de optimización de la característica de calidad, se analiza el efecto de los diferentes factores considerados en el estudio; la figura 4

muestra los efectos principales para los valores promedio de la razón S/N para cada factor en cada uno de los niveles de experimentación. Se seleccionan los valores más chicos de la razón S/N debido a que, desde un punto de vista estadístico, proporcionan una variación pequeña de la característica de calidad alrededor del valor objetivo. Se aprecia que existe un aumento en la eficiencia térmica del colector solar en el nivel 1 del factor A, el nivel 3 del factor B, el nivel 3 del factor C, el nivel 1 del factor D y el nivel 1 del factor E; por lo tanto, la mejor combinación de los factores es A1B3C3D1E1, la cual no se encuentra dentro de los 27 experimentos del arreglo ortogonal seleccionado (tabla 4), por lo que se debe llevar a cabo un experimento de confirmación del valor óptimo de la característica de calidad (eficiencia térmica del colector solar).



Fuente: Elaboración propia

Figura 4 Efectos principales de los diferentes factores sobre la característica de calidad.

Análisis de varianza

El análisis de varianza (ANOVA) permite determinar desde un punto de vista estadístico los factores que tienen un impacto significativo en la variabilidad de la característica de calidad. La tabla 6 muestra el ANOVA de la razón señal/ruido para el caso de estudio, la proporción de la variación total que se observa en el experimento atribuido a cada factor se encuentra en la última columna de la tabla 6. El “material de la placa absorbedora” (Factor B) y la “altura del canal de flujo” (Factor

D) son los factores más significativos, contribuyendo con un porcentaje aproximado de 91.55 y 6.52% respectivamente y de forma combinada un 98.07%. El “*material de la cubierta*” (Factor C) contribuye con un porcentaje de 1.73%, le sigue la “*longitud del colector*” (Factor A) con 0.17% y por último el “*ancho del colector*” (Factor E) con un 0.006%. Estos dos últimos factores (A y E) pueden no considerarse en el estudio debido a que tienen una nula influencia sobre la eficiencia térmica del colector. La contribución del error es de 0.0025%, el cual es menor comparado con el de los factores, y se encuentra por debajo del 15% establecido como norma de comparación [Krishnaiah y Shahabudeen, 2012], lo cual significa que no se omitió ningún factor que pueda ser significativo para el estudio.

Tabla 6 Análisis de varianza de los diferentes factores sobre la característica de calidad.

Fuente de variación	Grados de libertad	Suma de cuadrados	Cuadrado medio	F ₀	Contribución (%)
Factor A	2	0.01017	0.00509	526.88	0.170
Factor B	2	5.45161	2.72581	282384.43	91.556
Factor C	2	0.10334	0.05167	5352.70	1.735
Factor D	2	0.38870	0.19435	20133.80	6.528
Factor E	2	0.00036	0.00018	18.78	0.006
Error	16	0.00015	0.00001		0.002
Total	26	5.95434			99.995

Fuente: Elaboración propia

La tabla 7 muestra el ANOVA considerando únicamente los factores B, C y D, se aprecia que el porcentaje de contribución del error ha aumentado en proporción a las contribuciones porcentuales de los factores A y E. Sin embargo; cabe mencionar que en un proceso de optimización es preferible tener el mínimo número de factores que afecten la variabilidad de la característica de calidad de tal forma que conduzcan a un mínimo el costo de fabricación o de producción.

Tabla 7 Análisis de varianza sin considerar los factores A y E.

Fuente de variación	Grados de libertad	Suma de cuadrados	Cuadrado medio	F ₀	Contribución (%)
Factor B	2	5.45161	2.72581	5100.34	91.556
Factor C	2	0.10334	0.05167	96.68	1.735
Factor D	2	0.38870	0.19435	363.65	6.528
Error	20	0.01069	0.00053		0.179
Total	26	5.95434			99.998

Fuente: Elaboración propia

Optimización y experimento de confirmación

Una vez que se ha determinado el nivel óptimo o mejor combinación de los niveles de los factores involucrados en el diseño experimental, la etapa final es predecir y verificar la mejora de la característica de calidad. La ecuación 20 establece, como regla general, que para determinar la proyección mencionada se debe contabilizar el efecto en promedio de cada uno de los factores que se tiene sobre la característica promedio de calidad [Roy, 2001].

$$\left(\frac{S}{N}\right)_{estimado} = \frac{T}{n} + \left(\bar{B}_3 - \frac{T}{n}\right) + \left(\bar{C}_3 - \frac{T}{n}\right) + \left(\bar{D}_1 - \frac{T}{n}\right) \quad (20)$$

T en la ecuación 20 es la suma total de los valores de la razón S/N de cada uno de los experimentos (tabla 4), n es el número total de experimentos (tabla 4), \bar{B}_3 , \bar{C}_3 , y \bar{D}_1 son los valores promedio de la razón S/N de la característica de calidad para cada factor en cada nivel, es decir, en los niveles 3, 3 y 1 para los factores B, C y D respectivamente como se muestra en la tabla 8.

Tabla 8 Razón S/N promedio para los factores en sus diferentes niveles de evaluación.

Nivel	Factor B	Factor C	Factor D
1	-6.1408	-5.7085	-5.5722
2	-5.9353	-5.8088	-5.7405
3	-5.1016	-5.6603	-5.8650

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, sustituyendo valores en la ecuación (20) se tiene un valor estadístico de la razón S/N promedio de $\left(\frac{S}{N}\right)_{estimado} = -4.8823$, de tal manera que para encontrar el valor de la eficiencia térmica del colector óptima se utiliza la ecuación 21 [Roy, 2010].

$$Y_{opt.estimada} = \left[\frac{1}{10 \left(\frac{-\left(\frac{S}{N}\right)_{estimado}}{10} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

Utilizando la ecuación 21, se llega a un valor óptimo de la característica de calidad de 0.57, el cual, es únicamente un punto estimado en base al promedio de los

resultados que se obtienen de los diferentes experimentos llevados a cabo. Por lo cual, debe determinarse un intervalo de confianza donde el valor de la característica de calidad promedio real pueda caer. La ecuación 22 [Roy, 2001] se utiliza para determinar el intervalo de confianza mencionado.

$$C.I. = \pm \sqrt{\frac{[F(\alpha, 1, n_2)(V_e)]}{N_e}} \quad (22)$$

El valor estadístico $F(\alpha, 1, n_2)$, se obtiene de tablas estadísticas de puntos porcentuales de distribución de Fisher F [Gutiérrez, 2008], n_2 representa grados de libertad del error (tabla 4), V_e la varianza del error (tabla 7), y N_e el número efectivo de repeticiones, el cual, se determina a partir de la ecuación 23 [Roy, 2001].

$$N_e = \frac{NTE}{GDLM + GDLFM} \quad (23)$$

NTE en la ecuación 23 es el número total de experimentos, el cual, es igual a 27 (tabla 4), $GDLM$ es el grado de libertad de la media, siendo igual a 1 por regla [Gutiérrez, 2008], $GDLFM$ es la suma de los grados de libertad de cada uno de los factores que afectan estadísticamente a la media (factores B, C y D), el valor de $GDLFM$ es igual a 6 (tabla 7). Por lo tanto, con un nivel de significancia del 5% el valor del estadístico $F(0.05, 1, 20) = 4.35$, el valor de $V_e = 0.00053$ y $N_e = 3.8571$, así que el valor que se calcule de eficiencia con el modelo de experimentación analítico desarrollado, debe encontrarse entre 0.54 y 594.

Se realiza un experimento de confirmación con los valores de los niveles óptimos A1B3C3D1E1 utilizando el modelo térmico (figura 2) y se obtiene un valor de eficiencia de 0.5572, el cual, se encuentra dentro de los límites establecidos con anterioridad, por lo que se concluye que los factores con sus niveles seleccionados son los correctos, además, se obtiene un error en porcentaje del 2.25% entre el valor calculado con el modelo de simulación teórica y el estimado estadísticamente, el cual, se encuentra por debajo del 20% establecido como límite de comparación por Cetin y col., [2011].

La tabla 9 presenta la evaluación de la característica de calidad eficiencia térmica (η_c) comparándola con los datos experimentales obtenidos por Medina y col., [2019].

Se aprecia que existe un aumento en el rendimiento térmico del colector solar y por consecuencia en la temperatura de calentamiento del aire que circula a través del captador solar.

Tabla 9 Resultados de la comparación entre los diseños térmicos del colector.

	Condiciones experimentales del colector solar de placa plana [Medina y col., 2019]	Resultado de la optimización utilizando diseño de experimentos con enfoque de Taguchi
Factores con respectivos niveles	A2B2C2D2E	A1B3C3D1E1
Temperatura promedio del aire a la salida del colector	28.31 °C	33.74 °C
Rendimiento térmico promedio del colector solar	0.5221%	0.5623%

Fuente: Elaboración propia

4. Conclusiones

La combinación de la metodología propuesta por Taguchi en conjunto con la simulación nos demuestra la posibilidad que se tiene de conducir una optimización y/o selección de los componentes de diseño antes de proceder a la fabricación de un dispositivo termo-mecánico.

Desde un punto de vista estadístico es benéfico colocar una placa absorbadora con el menor valor de emisividad, el material de la cubierta debe tener la menor emisividad y la altura del canal debe ser la menor posible permitida por el diseño. Se determina también que la longitud y el ancho del colector no afectan estadísticamente el rendimiento térmico del mismo. En este trabajo se obtuvo un aumento del rendimiento térmico del colector solar del orden del 7.5% en comparación con el diseño experimental [Medina y col., 2019], lo cual implica un aumento en la temperatura del aire de servicio.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Cengel, Y., A. (2003). Heat Transfer, Second Edition, McGraw-Hill.
- [2] Holman, J., P. (2010). Heat Transfer, Ten Edition, McGraw-Hill.
- [3] Duffie, J., A., Beckman, W. (1991). A., Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition, Wiley & Sons.

- [4] Cetin, M., H., Ozcelik, B., Kuram, E., Demirbas, E. (2011). Evaluation of Vegetables based Cutting Fluids with Extreme Pressure and Cutting Parameters in Turning of AISI 304L by Taguchi Method, *Journal of Cleaner Production*, vol. (19), pp. 2049-2056.
- [5] Gutiérrez, Pulido, H., De la vara, Salazar, R. (2008). *Análisis y Diseño de Experimentos*, Segunda Edición, Mc-Graw Hill.
- [6] Hottel, H., C., Woertz, B., B. (1942). Performance of Flate Plate Solar Heat Collectors, *Trans., ASME*, vol (64), pág. 91.
- [7] Incropera, F., P., Dewitt, D., P., Bergman, T., L., Lavine, A., S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Seventh Edition, John Wiley & Sons.
- [8] Kays, W., M. (1966). *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, NY.
- [9] Krishnaiah, K., Shahabudeen, P. (2012). *Applied Design of Experiments and Taguchi Methods*, PHI Learning Privated Limited.
- [10] Madhav S. (1989). *Quality Engineering using Robust Design*, PTR Prentice Hall.
- [11] McAdams, W., H. (1973). *Heat Transmission*, Third Edition, McGraw-Hill.
- [12] Medina, Flores, J., M., López, Zaragoza, F., J., Maeda, Sánchez, A., Zavala, Bustos, J., A., Yáñez, Contreras, P., *Evaluación Teórica-Experimental del Incremento de la Temperatura del Aire que Circula a Través de un Colector Solar*, enviado para su revisión al CISME 2019.
- [13] Roy, R., K. (2001). *Design of Experiments Using Taguchi Approach (16 steps to Product and Process Improvements)*, First Edition, John Wiley & Sons.
- [14] Roy, R., K. (2010). *A Primer on the Taguchi Method*, Second Edition, Society of Manufacturing Engineers.
- [15] Siddhartha, Naveen, S., Varun. (2012). A Particle Swarm Optimization Algorithm for Optimization of Thermal Performance of a Smooth Flate Plate Solar Air Heater, *Energy*, vol. 38, pp. 406-413.
- [16] Sukhatme, S., P., Nayak, J., K. (2008). *Solar Energy (Principles of Thermal Collection and Storage)*, Third Edition, McGraw-Hill Publishing Company Limited.

- [17] Sosteris, A., K. (2009). *Solar Energy Engineering (Processes and Systems)*, First Edition, Academic Press.
- [18] Swinbank, W., C. (1963). Long-Wave from Clear Skies, *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society*, vol. (89), pp. 339.
- [19] Varun, Siddharta. (2010). Thermal Performance Optimization of a Plate Solar Air Heater using Genetic Algorithm, *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1793-1799.
- [20] Yang, M., Yang, X., Li, X., Wang, Z., Wang, P. (2014). Design and Optimization of a Solar Air Heater with Offset Strip Fin Absorber Plate, *Applied Energy*, vol. 113, pp. 1349-1362.