

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**ESCUELA DE POSGRADO**  
**DOCTORADO EN CIENCIA, TECNOLOGÍA Y MEDIO**  
**AMBIENTE**



**TESIS**

**RENDIMIENTO TERMO-ENERGÉTICO DEL CALENTADOR SOLAR DE  
AIRE DE DOBLE PASO DE CONVECCIÓN NATURAL CON PLACA  
CORRUGADA Y MATERIAL POROSO**

**PRESENTADA POR:**

**JOSE QUIÑONEZ CHOQUECOTA**

**PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE:**

**DOCTOR EN CIENCIA, TECNOLOGÍA Y MEDIO AMBIENTE**

**PUNO, PERÚ**

**2019**

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO  
ESCUELA DE POSGRADO  
DOCTORADO EN CIENCIA, TECNOLOGÍA Y MEDIO AMBIENTE  
TESIS



RENDIMIENTO TERMO-ENERGÉTICO DEL CALENTADOR SOLAR DE  
AIRE DE DOBLE PASO DE CONVECCIÓN NATURAL CON PLACA  
CORRUGADA Y MATERIAL POROSO

PRESENTADA POR:

JOSE QUIÑONEZ CHOQUECOTA

PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE:  
DOCTOR EN CIENCIA, TECNOLOGÍA Y MEDIO AMBIENTE

APROBADA POR EL SIGUIENTE JURADO:

PRESIDENTE



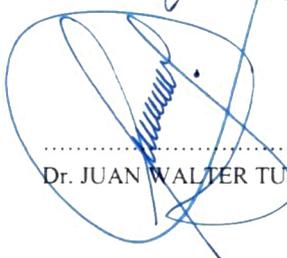
.....  
Dr. SABINO ATENCIO LIMACHI

PRIMER MIEMBRO



.....  
Dra. JUANA IDELZA ZA VALETA GOMEZ

SEGUNDO MIEMBRO



.....  
Dr. JUAN WALTER TU DELA MAMANI

ASESOR DE TESIS



.....  
Dr. ANTONIO HOLGUINO HUARZA

Puno, 17 de abril de 2019.

**ÁREA:** Ciencia tecnología y medio ambiente.  
**TEMA:** Termoenergético de convección natural.  
**LÍNEA:** Impacto tecnológico y ambiental.

**DEDICATORIA**

A mi mamá Epifanía

## AGRADECIMIENTOS

Mis agradecimientos son, al Dios extraterrestre, a mis jurados, asesores, docentes y amigos. En especial a mi esposa y mi familia, que a pesar de las dificultades se cultivó la fe y la esperanza, a ellas las debo la constancia por propugnar senderos y sueños plausibles, conspicuos y perdurables.

## ÍNDICE GENERAL

	<b>Pag.</b>
DEDICATORIA .....	i
AGRADECIMIENTOS .....	ii
ÍNDICE GENERAL .....	iii
ÍNDICE DE TABLAS .....	v
ÍNDICE DE FIGURAS .....	vi
RESUMEN .....	x
ABSTRACT.....	xi
INTRODUCCIÓN.....	1

### CAPITULO I

#### REVISIÓN DE LITERATURA

1.1 Marco Teórico.....	4
1.1.1 Colector solar.....	4
1.1.1.1 Principales componentes de colectores solares calentadores de aire (CSCA) .....	5
1.1.1.2 Trayectorias del flujo de aire .....	7
1.1.2 Colector solar calentador de aire (CSCA) de doble flujo en paralelo .....	7
1.1.2.1 Modelo analítico del colector solar calentador de aire de doble flujo en paralelo.....	8
1.1.2.2 Las propiedades físicas del aire .....	17
1.1.2.3. Cálculo de ángulo de incidencia .....	18
1.1.2.4 Cálculo del producto transmitancia-absortancia $(\tau\alpha)\theta$ .....	19
1.1.3 Pruebas de Calentadores solares de aire de un CSCA .....	19
1.1.3.1 Efecto de los parámetros de rendimiento de los colectores .....	20
1.1.3.2 Técnicas de mejora de rendimiento para colectores solares calentadores de aire de doble flujo .....	21
1.2 Antecedentes .....	22

### CAPÍTULO II

#### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 Identificación del problema .....	27
2.2 Enunciados del problema.....	28
2.3 Justificación .....	29
	iii

2.4	Objetivos .....	30
2.4.1	Objetivo general.....	30
2.4.2	Objetivos específicos .....	30
2.5	Hipótesis .....	31
2.5.1	Hipótesis general.....	31
2.5.2	Hipótesis específicas.....	31
<b>CAPÍTULO III</b>		
<b>MATERIALES Y MÉTODOS</b>		
3.1	Lugar de estudio.....	32
3.2	Métodos de Investigación .....	32
3.2.1	Descripción detallada de métodos por objetivos específicos.....	33
<b>CAPÍTULO IV</b>		
<b>RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b>		
4.1	Diseño y construcción del CSCA .....	37
4.1.1	Diseño del CSCA.....	37
4.1.2	Construcción del CSCA.....	38
4.1.3	Parámetros de diseño del CSCA diseñado y construido.....	42
4.2	Evaluación de los parámetros de rendimiento del CSCA.....	42
4.2.1	Evaluación de los parámetros de rendimiento del CSCA de tipo I.....	42
4.2.2	Análisis de los parámetros de rendimiento del CSCA de tipo II .....	49
4.4	Eficiencia del CSCA de tipo I y II.....	57
4.4.1	Eficiencia del CSCA de tipo I.....	57
4.4.2	Eficiencia del CSCA de tipo II .....	62
4.5	Factor de remoción de calor del captador <b>FR</b> y el coeficiente total de pérdidas de calor <b>UL</b> .....	66
4.5.1	Cálculo del <b>FR</b> y <b>UL</b> para el CSCA de tipo I.....	66
4.5.2	Cálculo del <b>FR</b> y <b>UL</b> para el CSCA de tipo II .....	67
4.6	Discusión .....	70
CONCLUSIONES .....		73
RECOMENDACIONES.....		75
BIBLIOGRAFÍA .....		76
ANEXOS .....		83

**ÍNDICE DE TABLAS**

	<b>Pag.</b>
1. Materiales para la construcción del CSCA .....	34
2. Instrumentos y equipos de medición .....	35
3. Dimensiones y propiedades térmicas del colector solar diseñado .....	42
4. Valores máximos y mínimos de la recolección de datos para el CSCA tipo I .....	46
5. Valores máximos y mínimos de la recolección de datos para el CSCA tipo II .....	53

## ÍNDICE DE FIGURAS

	<b>Pag.</b>
1. Componentes de los colectores solares calentadores de aire .....	5
2. Esquema de un colector solar calentador de aire de doble flujo en paralelo .....	8
3. Dimensiones, temperaturas y coeficientes de transferencia de calor en el interior del CSCA .....	9
4. Circuito térmico resistivo del CSCA .....	9
5. Esquema de un volumen de control a una distancia y desde el borde de la entrada de la placa de absorción para realizar bance de energía .....	13
6. Vista frontal y lateral respectivamente del CSCA diseñado .....	38
7. Vista del corte transversal de la entrada del aire del CSCA diseñado .....	38
8. Construcción de la estructura del CSCA .....	39
9. Instalación de la placa absorbente corrugada.....	40
10. CSCA de doble flujo en paralelo que opera por flotación natural instalado verticalmente vista desde dos ángulos distintos .....	41
11. Virutilla de acero utilizado como empaque poroso en el canal 2 de CSCA.....	41
12. Temperaturas e irradiancia del 30 de mayo de 2018 del CSCA tipo I .....	43
13. Temperaturas e irradiancia del 31 de mayo de 2018 del CSCA tipo I .....	44
14. Temperaturas e irradiancia del 01 de junio de 2018, del CSCA tipo I.....	44
15. Temperaturas e irradiancia del 02 de junio de 2018, del CSCA tipo I.....	45
16. Temperaturas e irradiancia del 12 de junio de 2018, del CSCA tipo I.....	45
17. Temperaturas de salida, de entrada, del ambiente y la velocidad del aire de salida del CSCA tipo I .....	47
18. Flujo másico en el conducto de salida del CSCA tipo I .....	48
19. Ganancia de la energía útil del CSCA de tipo I de los cinco días .....	48
20. Temperaturas e irradiancia del 17 de junio de 2018 del CSCA tipo II.....	50
21. Temperaturas e irradiancia del 19 de junio de 2018 del CSCA tipo II.....	50
22. Temperaturas e irradiancia del 20 de junio de 2018, del CSCA tipo II.....	51
23. Temperaturas e irradiancia del 21 de junio de 2018 del CSCA tipo II.....	51
24. Temperaturas e irradiancia del 23 de junio de 2018, del CSCA tipo II.....	52
25. Comparación de las temperaturas máximas y mínimas de los CSCAs de tipo I y tipo II.....	54

26. Temperaturas de salida, de entrada, del ambiente y la velocidad del aire de salida del CSCA tipo II .....	55
27. Flujo másico en el conducto de salida del CSCA tipo II .....	56
28. Ganancia de la energía útil del CSCA de tipo II de los cinco días .....	56
29. Curva de la eficiencia térmica instantánea del CSCA de tipo I.....	57
30. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 30 de mayo de 2018 del CSCA tipo I.....	59
31. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 31 de mayo de 2018 del CSCA tipo I.....	60
32. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 01 de junio de 2018 del CSCA tipo I.....	60
33. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 02 de junio de 2018 del CSCA tipo I.....	61
34. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 12 de junio de 2018 del CSCA tipo I.....	61
35. Curva de la eficiencia térmica instantánea del CSCA de tipo II.....	62
36. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 17 de junio de 2018 del CSCA tipo II .....	63
37. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 19 de junio de 2018 del CSCA tipo II .....	64
38. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 20 de junio de 2018 del CSCA tipo II .....	64
39. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 21 de junio de 2018 del CSCA tipo II .....	65
40. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 23 de junio de 2018 del CSCA tipo II .....	65
41. Ángulo de incidencia diario para el CSCA de tipo I .....	67
42. Ángulo de incidencia diario para el CSCA de tipo II.....	68
43. Comparación de la ganancia del calor útil y la energía incidente sobre el colector en las dos configuraciones.....	68
44. Comparación de la eficiencia promedio teórica y experimental para ambos tipos de colectores .....	69

45. Eficiencia del CSCA configurado del tipo I en función de la irradiancia y la temperatura $T_i - T_a$ .....	70
46. Eficiencia del CSCA configurado del tipo II en función de la irradiancia solar y la temperatura $T_i - T_a$ .....	70

## ÍNDICE DE ANEXOS

	<b>Pag.</b>
1. Irradiancia solar y velocidad de aire del CSCA tipo I durante los cinco días .....	84
2. Temperaturas de entrada, de salida y del ambiente del CSCA tipo I durante los cinco días .....	85
3. Irradiancia solar y velocidad de aire del CSCA tipo II durante los cinco días .....	86
4. Temperaturas de entrada, de salida y del ambiente del CSCA tipo II durante los cinco días .....	87

## RESUMEN

El objetivo del presente trabajo es diseñar, construir y evaluar teórica y experimentalmente el rendimiento termo-energético de un colector solar calentador de aire (CSCA) de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V que fue evaluado al instalar sobre una pared vertical en la ciudad de Puno. Para evaluar sus parámetros de operación y las eficiencias, se estudiaron dos configuraciones del colector, la primera (tipo I) es el colector diseñado sin la malla porosa, y la segunda (tipo II) es el colector con una malla porosa de virutilla de hierro en el canal entre la placa absorbente y la parte posterior del colector. La temperatura máxima de salida del aire del colector de tipo I y II alcanzaron en promedio 94,6 °C y 95,4 °C respectivamente, y el flujo másico promedio para días soleados fue de 0,0094 kg/s y 0,0086 kg/s respectivamente; comparando se determinó que el colector de tipo I tiene mayor flujo másico y el flujo de masa es muy sensible a la velocidad del aire. Además, el colector de tipo I gana más calor en un 49,29 W en promedio que el colector de tipo II. La eficiencia promedio del arreglo de tipo I y II son en orden de 51,1 % y 47,1 %. La virutilla de hierro incorporado en el colector diseñado aumentó la rugosidad del aire en el canal del colector por consiguiente aumenta la temperatura de salida del aire y disminuye el flujo másico del aire respecto al colector sin la virutilla. Se determinó que el colector configurado de tipo I es de mayor eficiencia que el de tipo II excediendo en un 4 %. El colector está diseñado para satisfacer las demandas de energía en regiones frías sin contaminar el medio ambiente; se puede aplicar para calentar invernaderos, calefacción de oficinas o aulas de centros educativos, dado que puede operar con mayor eficiencia en los periodos de otoño e invierno.

**Palabras Claves:** absorbente corrugado en V, calentador solar de aire, convección natural, eficiencia térmica, flujo en paralelo, material poroso.

## ABSTRACT

The objective of the present research is to design, construct and evaluate theoretically and experimentally the thermo-energetic performance of a solar air collector heater (CSCA) of double flow in parallel that operates by natural convection, which has a corrugated absorbent plate in the form of V which was evaluated when installed on a vertical wall in the city of Puno. To evaluate its operating parameters and efficiencies, two configurations of the collector were studied, the first (type I) is the collector designed without the porous mesh, and the second (type II) is the collector with a porous mesh of iron virulent in the channel between the absorbent plate and the back of the collector. The maximum air outlet temperature of the collector type I and II reached on average 94,6 °C and 95,4 °C respectively, and the average mass flow for sunny days was 0,0094 kg/s and 0,0086 kg/s respectively; by comparing it was determined that the type I collector has greater mass flow and the mass flow is very sensitive to air velocity. In addition, the type I collector gains more heat by 49,29 W on average than the type II collector. The average efficiency of the type I and II arrangement are in the order of 51,1% and 47,1%. The iron chip incorporated in the designed manifold increased the roughness of the air in the collector channel thereby increasing the air outlet temperature and decreasing the mass flow of air relative to the manifold without the chip. It was determined that the configured collector type I, is more efficient than the type II collector exceeding 4%. The collector is designed to meet the energy demands in frigid regions without polluting the environment; it can be applied to heat greenhouses, office heating or classrooms of educational centers, since it can operate with greater efficiency in the autumn and winter periods.

**Keywords:** Corrugated absorbent in V, natural convection, parallel flow, porous material, solar air heater, thermal efficiency.

## INTRODUCCIÓN

El consumo energético aumentó enormemente en los últimos años, en consecuencia, el aumento de gases de efecto invernadero provenientes principalmente por el consumo de los recursos de combustibles fósiles ha originado el aumento de la temperatura promedio mundial y la concentración del CO<sub>2</sub>. Para evitar los impactos climáticos adversos por el consumo de los combustibles fósiles, los científicos se han interesado por aprovechar los recursos renovables, tales como la energía solar y la energía del viento. La energía solar es la más utilizada para la refrigeración y la calefacción de espacios, ya que puede ser utilizado directamente, es continua y libre. Uno de los sistemas más importantes para la calefacción es el calentador solar de aire (CSCA), que es un artefacto térmico que se utiliza para convertir la energía solar incidente en energía térmica, además no contamina, la estructura es relativamente simple, el mantenimiento y el costo de construcción son bajos. Las aplicaciones más frecuentes del calentador solar de aire son para el secado de productos agrícolas, la calefacción o ventilación de espacios y edificios para mantener la comodidad durante el invierno o verano (Saravanakumar, Somasundaram, y Matheswaran, 2019; Singh Patel y Lanjewar, 2019).

Los CSCA han sido estudiados durante muchos años y los investigadores han orientado su atención en aumentar su rendimiento térmico y rentabilidad. Se ha observado que la desventaja del CSCA es su baja eficiencia a causa de la pobre capacidad calorífica del aire y debido a la formación de una subcapa laminar viscosa sobre la superficie absorbente que causa la baja transferencia del calor por convección entre la placa absorbente y el aire que fluye (Singh Bisht, Kumar Patil, y Gupta, 2018; Singh y Singh, 2018). Para mejorar el rendimiento del CSCA se ha desarrollado diversas técnicas como, proporcionar una rugosidad artificial en la parte inferior o superior de la placa absorbente para romper la subcapa laminar, hacer fluir el fluido a ambos lados de la placa absorbente, inducir en la transferencia de calor por convección forzada, reciclar el aire, unir las aletas o deflectores a la placa absorbente, corrugar la placa absorbente e incorporar materiales porosos (Mzad, Bey, y Khelif, 2019; Saravanakumar *et al.*, 2019).

Se han desarrollado también modelos matemáticos como una herramienta analítica para simular sistemas de energía solar térmica y para optimizar el rendimiento térmico del calentador de aire solar (Duffie y Beckman, 2013; Ong, 1995). Las técnicas de optimización ayudan a predecir un conjunto perfeccionado de diseños y parámetros

operativos. Algunos de los parámetros operativos, que están directamente relacionado con el mejoramiento del CSCA son la geometría del colector, materiales para construir, insolación, temperaturas de entrada y caudales máxicos (Alam y Kim, 2017; Singh y Singh, 2018).

Teniendo en cuenta la literatura de las investigaciones de los CSCAs, proponemos introducir mejoras en el diseño de un CSCA que opera por libre convección para aumentar el rendimiento usando una placa absorbente corrugada en forma de V y virutillas de hierro como empaque poroso. En efecto se ha diseñado y construido un novedoso CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que incluye como mejora de diseño una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en forma de capucha en la parte superior del colector para recoger el aire caliente de salida y una forma amplia del colector en la entrada del aire a lo ancho del colector. Se ha evaluado teórica y experimentalmente el desempeño termo-energético del CSCA al instalarlo sobre una pared vertical orientada al norte. Este nuevo CSCA se ha evaluado en dos formas, la primera configuración denominado de tipo I, consiste en el colector diseñado como tal, y la segunda configuración del colector llamado de tipo II consiste en el colector solar diseñado en el cual se agrega una malla porosa que es la virutilla de hierro en el canal comprendido entre la placa absorbente y la parte posterior del colector. Las evaluaciones de ambas configuraciones del CSCA se realizaron para analizar los parámetros de operación y las eficiencias para luego compararlos con el modelo teórico del colector de modo que se determina el efecto del material poroso que visiblemente aumenta el costo y el peso del colector en relación con el que no tiene malla porosa. El CSCA es de bajo costo, construido con materiales accesible en el mercado nacional.

El CSCA novedoso es adecuado para integrarse para la calefacción de espacios, invernaderos, habitaciones o edificios en épocas de bajas temperatura de año o ambiente fríos, lo que significa que se puede instalar unido a una pared exterior orientado al norte. Con el desarrollo del nuevo CSCA, brindamos a la industria, parámetros para construir CSCAs cada vez más eficientes en el país y contribuimos a la comunidad científica con un novedoso modelo de CSCA con las características indicadas en donde se prueba el efecto del absorbente corrugado en forma de V y el empaque poroso en un flujo de convección natural. Otra de las ventajas del CSCA diseñado es que no requiere suministro de energía adicional externa y no tiene un impacto negativo al ambiente.

Este documento se divide en cuatro partes. En el capítulo I, se presenta la revisión de la literatura del CSCA, la teoría del colector solar de doble flujo en paralelo y las ecuaciones que las gobiernan y el modelo matemático que servirá evaluar las eficiencias y las ganancias y pérdidas de energía. En el capítulo II se plantea el problema de la investigación, la justificación, los objetivos y las hipótesis. En el capítulo III se detallan los materiales utilizados y la metodología del trabajo para cada objetivo específico. En el capítulo IV se presentan los resultados más relevantes y las discusiones. Finalmente se presentan las conclusiones, recomendaciones, la bibliografía y los anexos.

## CAPÍTULO I

### REVISIÓN DE LITERATURA

#### 1.1 Marco Teórico

##### 1.1.1 Colector solar

Un colector solar, es un dispositivo cuya función principal es convertir la radiación solar incidente en calor y transferirlo a un fluido para su aprovechamiento. La selección del fluido de trabajo, sea un líquido o un gas, depende de sus propiedades físicas, químicas y la forma de calentamiento puede ser directa o indirecta, en función de las condiciones de operación (Alam y Kim, 2017). El componente principal de un colector solar es la superficie con capacidad absorbente de la radiación solar en donde se incrementa su energía y permite que la temperatura se eleve. Los demás componentes son materiales que disminuyen las pérdidas de energía térmica acumulada. La cubierta transparente permite el paso de la radiación de la onda corta, pero no de la radiación de la onda larga, lo que produce el efecto invernadero. La mayor parte de las aplicaciones de los captadores solares se destinan al calentamiento del agua, sobre todo para uso sanitario. Existe un gran potencial de desarrollo de captadores o colectores solares para el calentamiento del aire, pero estos sistemas representan una pequeña parte del mercado mundial de las tecnologías solares. Hay muchas aplicaciones basadas en el acondicionamiento térmico de espacios (secado de alimentos, incubación, agricultura protegida, salas climatizadas, calentamiento de espacios habitaciones y laborales) (Singh y Singh, 2018).

### 1.1.1.1 Principales componentes de colectores solares calentadores de aire (CSCA)

#### a) Cubierta transparente

La cubierta transparente es la superficie superior del colector y es tapa de la carcasa, y es el primer componente sobre el que incide la radiación solar. Sus principales funciones son: generar el efecto invernadero y reducir al mismo tiempo las pérdidas por convección, permitir la estabilidad térmica del colector con los sellos en las uniones de la carcasa y las juntas, y proteger la superficie absorbente del exterior (Sharma, Sharma, Mullicka, y Kandpala, 2017).

La cubierta transparente más adecuada por costo y durabilidad es el vidrio, normal o templado, cuya alta transparencia se determina por un bajo contenido de fierro. Pueden utilizarse plásticos como el policarbonato en placa, o en una o más capas, o el acrílico; sin embargo, este último se debilita con el tiempo, por lo que puede fracturarse con algún impacto debido, sobre todo, a la expansión provocada por altas temperaturas. Además, los materiales plásticos suelen verse afectados por la radiación ultravioleta (UV) o por fuertes variaciones de temperatura, por lo que deben estar protegidos de la contaminación ambiental, de la condensación y de las altas humedades relativas .

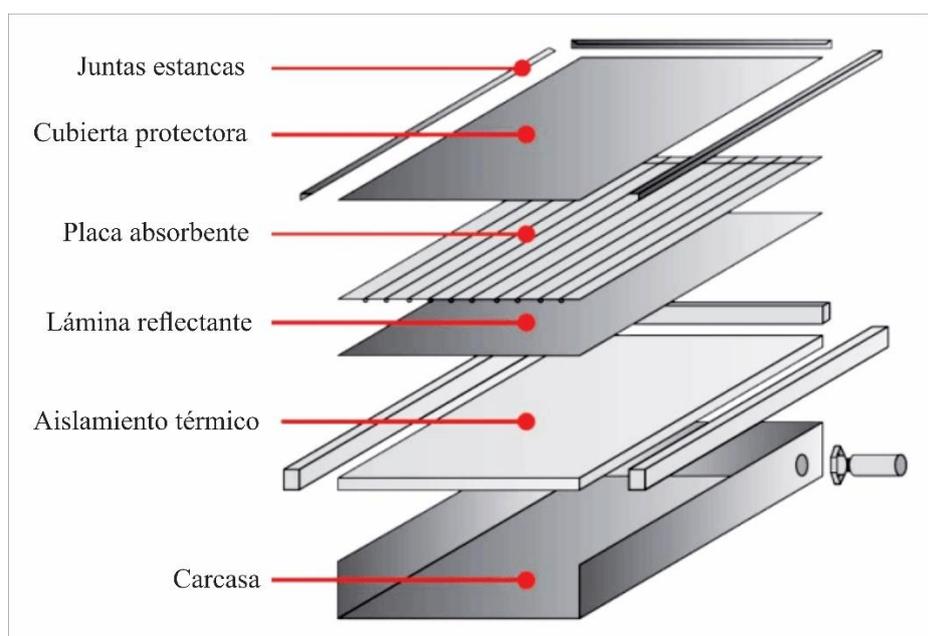


Figura 1. Componentes de los colectores solares calentadores de aire.

### **b) Superficie absorbente**

Es el componente principal del colector encargado de transformar la radiación solar incidente en calor y transmitirlo al aire que es el fluido transportador de calor. Un parámetro importante es una alta absorción de la radiación de onda corta, como el caso de un recubrimiento con una pintura de tono oscuro (no necesariamente negra, ya que el efecto de otros colores oscuros es muy similar). Las pérdidas térmicas por radiación se pueden minimizar modificando la estructura de la superficie, integrando materiales que reduzcan la emisividad ( $\epsilon$ ) y dándole al absorbente un carácter selectivo. Por lo general se pueden obtener absorptancia ( $\alpha$ ) entre 0,85 y 0,90 y rangos de emitancia menores a 0,15 (Alam y Kim, 2017).

Es mejor construir el absorbente con materiales metálicos para aprovechar la alta conductividad térmica y rigidez. Lo que hay que considerar del absorbente es su estabilidad mecánica, térmica y química, así como cubrir los aspectos de seguridad con relación a la exposición al fuego y no representar ningún riesgo en su manejo. Para mejorar las condiciones de transferencia de calor, es posible aumentar el área superficial de intercambio, aplicando una rugosidad artificial, o modificar las estructuras en diferentes formas geométricas: cuadradas, rectangulares, triangulares, trapezoidales, onduladas, aletadas, entre otras, o materiales porosas, como fibras naturales o minerales (Singh y Dhiman, 2016).

### **c) Aislamiento térmico**

Tiene por objetivo reducir las pérdidas de la energía captada a través de colector. Se instala entre la carcasa y la placa absorbente en la parte posterior y en partes laterales del colector. Los aislantes deben ser resistentes a altas temperaturas y a la humedad. Se pueden utilizar prácticamente todos los tipos disponibles en el mercado. Los de mejores propiedades son, las lanas de vidrio, o también el poliestireno o espumas plásticas, aunque deben protegerse de la exposición directa a la radiación ultravioleta y en algunos casos de las altas temperaturas para evitar su fusión, y fuga de gases. En el caso de las fibras vegetales o minerales, hay que evitar que se humedezcan ya que el agua disminuye el efecto aislante (Singh y Dhiman, 2016).

#### **d) Carcasa y Sellos**

La carcasa es el componente que contiene el captador y lo protege de agentes externos, el cual debe ser rígido, resistente a las variaciones de temperatura y resistente a las corrosiones por lo que mayormente se utilizan como material el acero inoxidable, acero galvanizado y el aluminio (Alam y Kim, 2017).

La función principal del sello es evitar la introducción de agua y las fugas de aire. Para garantizar un buen sellado entre la superficie transparente y la estructura del captador es necesario que los sellos sean elásticos, resistentes a la temperatura y a la radiación ultravioleta.

#### **1.1.1.2 Trayectorias del flujo de aire**

Uno de los aspectos más importantes relacionado a los CSCA que afecta predominantemente su rendimiento térmico es el modo en que fluye el aire en los conductos de un calentador solar de aire. Desde hace muchos años, se ha utilizado colectores solares calentadores de aire de un solo paso para extraer el calor de la placa absorbente, pero con el tiempo se han realizado muchas investigaciones en donde se ha demostrado que un CSCA de un solo paso de flujo de aire no puede extraer el calor del absorbente, por lo tanto muchos investigadores (Ravi y Saini, 2016b) sugieren algunos patrones de flujo adicionales para mejorar la tasa de extracción del calor de la placa absorbente. Sobre la base del patrón de flujo de aire se tiene a los CSCA de doble paso o doble conducto, los cuales se clasifican CSCA de doble paso de flujo paralelo, de flujo en contracorriente y de flujo con reciclado (Chamoli, Chauhan, Thakur, y Saini, 2012; Singh y Dhiman, 2016).

#### **1.1.2 Colector solar calentador de aire (CSCA) de doble flujo en paralelo**

Las configuraciones de un CSCA de doble paso de flujo paralelo se componen de una placa de absorción, la cubierta de cristal, y aislamiento posterior. Un flujo de aire está situado entre el aislamiento posterior y la placa de absorción; otro flujo de aire se encuentra por encima de la placa de absorción, es decir, entre la placa de absorción y la cubierta de vidrio. La figura 2 muestra un diagrama de la CSCA de doble flujo.

En esta configuración, las direcciones de flujo de aire son en la misma dirección (Alam y Kim, 2017).

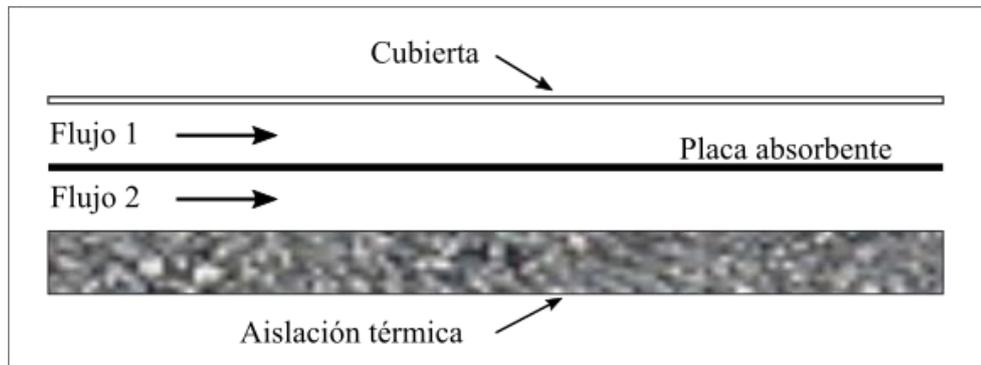


Figura 2. Esquema de un colector solar calentador de aire de doble flujo en paralelo.

### 1.1.2.1 Modelo analítico del colector solar calentador de aire de doble flujo en paralelo

Existen diversos modelos matemáticos en la literatura que permiten evaluar el rendimiento térmico de un CSCA; el modelo matemático que se presenta para este trabajo fue desarrollado por (Duffie y Beckman, 2013), aplicadas y detalladas por (Hernández y Quiñonez, 2013). El modelo se desarrolla bajo las siguientes principales consideraciones: 1) El CSCA opera en condiciones estacionarias para el aire que fluye en el interior del colector solar, 2) los gradientes de temperaturas se consideran solamente en dirección del flujo.

El modelo se deduce a partir del balance de energía en estado estacionario, para luego determinar el coeficiente global de pérdidas de calor  $U_L$ , y su factor de eficiencia  $F'$  relevantes para la eficiencia del CSCA. En la figura 3 se muestra los coeficientes de transferencia de calor comprendidos en las ecuaciones.

Para el análisis térmico de los CSCAs, se realiza utilizando la analogía de los circuitos térmicos resistivos (Fudholi, Sopian, Ruslan, Othman, y Yahya, 2011; Gao, Lin, y Lu, 2000) que se muestran en la figura 4, a partir de este circuito térmico resistivo se identifican las variables que intervienen en cada componente del colector solar y se realiza el balance de energía aplicando la teoría de nodos, el cual señala que la suma de energías en un nodo es igual a cero, o dicho de otro

modo, que la suma de energías que entran a un nodo es igual a la suma de energía que salen de un nodo.

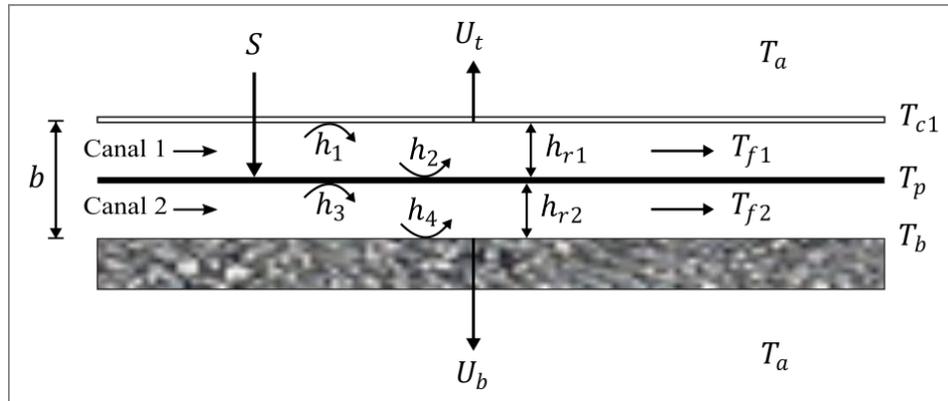


Figura 3. Dimensiones, temperaturas y coeficientes de transferencia de calor en el interior del CSCA.

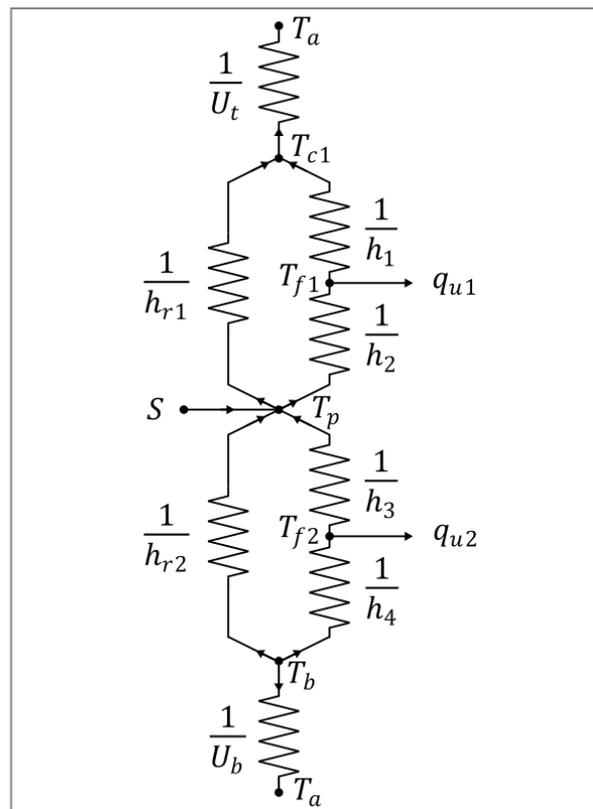


Figura 4. Circuito térmico resistivo del CSCA.

Las ecuaciones resultantes del balance de energía para el CSCA de doble flujo en paralelo se obtienen considerando que la cubierta transparente se compone de dos o más hojas transparentes, de modo que el coeficiente  $U_t$  cuantifica la pérdida de calor de la lámina interior, que está a una temperatura  $T_{c1}$ . Las ecuaciones resultantes son las siguientes:

Para la Cubierta transparente:

$$U_t(T_a - T_{c1}) + h_1(T_{f1} - T_{c1}) + h_{r1}(T_p - T_{c1}) = 0 \quad (1)$$

Para el flujo de aire (Canal 1):

$$h_1(T_{c1} - T_{f1}) + h_2(T_p - T_{f1}) = q_{u1} \quad (2)$$

Para la placa de absorción:

$$S + h_2(T_{f1} - T_p) + h_{r1}(T_{c1} - T_p) + h_3(T_{f2} - T_p) + h_{r2}(T_b - T_p) = 0 \quad (3)$$

Para el flujo de aire (Canal 2):

$$h_3(T_p - T_{f2}) + h_4(T_b - T_{f2}) = q_{u2} \quad (4)$$

Para la parte inferior del canal 2:

$$U_b(T_a - T_b) + h_4(T_{f2} - T_b) + h_{r2}(T_{f2} - T_b) = 0 \quad (5)$$

Donde:

$T_a$ : Es la temperatura del ambiente exterior.  $T_{c1}$ : es la temperatura de la lámina interior de cubierta transparente.  $T_p$ : Es la temperatura de la placa absorbente.  $T_{f1}$ : Es la temperatura del fluido que pasa por el canal 1, comprendido entre la cubierta y la placa absorbente.  $T_{f2}$ : Es la temperatura del fluido que pasa por el canal 2, comprendido entre la placa absorbente y la superficie interior del límite con el aislante térmico.  $T_b$ : Es la temperatura de la superficie interior del límite con el aislante térmico.  $h_1, h_2$ : Son los coeficientes de transferencia de calor por convección en el canal 1.  $h_3, h_4$ : Son los coeficientes de transferencia de calor por convección en el canal 2.  $h_{r1}$  y  $h_{r2}$ : Son los coeficientes de transferencia de calor por radiación en el canal 1 y canal 2 respectivamente.  $U_t$  y  $U_b$ : Son los coeficientes de pérdidas de calor en la parte superior e inferior del colector solar.

$q_{u1}$  y  $q_{u2}$ : Son las tasas de energía útil por unidad de área trasferidos al aire que fluye por los canales 1 y 2 respectivamente.  $S$ : Es la radiación incidente absorbida por la placa absorbente.

Para resolver el sistema de ecuaciones se considera el desarrollo de (Hernández y Quiñonez, 2013). Partimos de despejar  $T_{c1}$  de la ecuación (1), la temperatura de la cubierta interior está dado por la siguiente ecuación:

$$T_{c1} = \frac{U_t T_a + h_1 T_{f1} + h_{r1} T_p}{U_t + h_1 + h_{r1}} \quad (6)$$

De la misma forma se obtiene, de la ecuación (5), la temperatura  $T_b$  de la superficie inferior del canal 2:

$$T_b = \frac{U_b T_a + h_4 T_{f2} + h_{r2} T_p}{U_b + h_4 + h_{r2}} \quad (7)$$

Tomando por conveniencia los denominadores de las ecuaciones (6) y (7) como:

$$E_1 = U_t + h_1 + h_{r1} \quad \text{y} \quad E_2 = U_b + h_4 + h_{r2}$$

Remplazamos las ecuaciones (6) y (7) en (3) para luego despejar la temperatura de la placa de absorción:

$$T_p = \frac{SE_1 E_2 + (h_2 E_1 + h_1 h_{r1}) E_2 T_{f1} + (h_3 E_2 + h_4 h_{r2}) E_1 T_{f2} + (h_{r1} U_t E_2 + h_{r2} U_b E_1) T_a}{(h_2 + h_3) E_1 E_2 + h_{r1} (U_t + h_1) E_2 + h_{r2} (U_b + h_4) E_1} \quad (8)$$

Las tres últimas ecuaciones establecen que, conociendo la radiación solar, las temperaturas de los fluidos que pasan por ambos canales y la temperatura del ambiente se pueden calcular las otras tres temperaturas con las ecuaciones (6), (7) y (8).

Sustituyendo las ecuaciones (6) y (8) en la ecuación (2), y remplazando las ecuaciones (7) y (8) en la ecuación (4), se obtienen las expresiones para la  $q_{u1}$  y  $q_{u2}$  que son las tasas de energías útiles por unidad de área que se transfieren al fluido que circula por los dos canales, estas son:

$$q_{u1} = \frac{h_1 U_t (T_a - T_{f1}) + (h_2 E_1 + h_1 h_{r1})(T_p - T_{f1})}{E_1} \quad (9)$$

$$q_{u2} = \frac{h_4 U_b (T_a - T_{f2}) + (h_3 E_2 + h_4 h_{r2})(T_p - T_{f2})}{E_2} \quad (10)$$

La tasa de energía útil total por unidad de área adquirida por el fluido a través de la circulación por los dos canales se define como:

$$q_u = q_{u1} + q_{u2} \quad (11)$$

El calor útil total por unidad de área  $q_u$ , en términos adecuados para analizar la eficiencia del CSCA (Duffie y Beckman, 2013), se obtiene reemplazando a  $T_p - T_{f1}$  y  $T_p - T_{f2}$  con ecuaciones (6), (7), (8) y (5) en las ecuaciones (9) y (10) respectivamente, esta expresión es el siguiente:

$$q_u = F' [S - U_1 (T_{f1} - T_a) - U_2 (T_{f2} - T_a)] \quad (12)$$

Donde:

$$F' = \frac{(h_2 + h_3)E_1 E_2 + h_1 h_{r1} E_2 + h_4 h_{r2} E_1}{E_3} \quad (13)$$

$$U_1 = \frac{h_1 U_t E_3 + (h_2 E_1 + h_1 h_{r1})(h_{r1} U_t E_2 + h_{r2} U_b E_1)}{[(h_2 + h_3)E_1 E_2 + h_1 h_{r1} E_2 + h_4 h_{r2} E_1] E_1} \quad (14)$$

$$U_2 = \frac{h_4 U_b E_3 + (h_3 E_2 + h_4 h_{r2})(h_{r1} U_t E_2 + h_{r2} U_b E_1)}{[(h_2 + h_3)E_1 E_2 + h_1 h_{r1} E_2 + h_4 h_{r2} E_1] E_2} \quad (15)$$

Siendo:

$$E_3 = (h_2 + h_3)E_1 E_2 + h_{r1}(U_t + h_1)E_2 + h_{r2}(U_b + h_4)E_1 \quad (16)$$

El coeficiente global de pérdidas de calor del colector,  $U_L$ , como el colector consiste de dos canales, se define como:

$$U_L = U_1 + U_2 \quad (17)$$

Por lo que la ecuación (12) que expresa el calor útil total por unidad de área, se puede escribir como:

$$q_u = F'[S - U_L(T_{fmed} - T_a)] \tag{18}$$

Donde,  $T_{fmed}$  es la temperatura media del fluido en algún lugar dentro del colector, esto es:

$$T_{fmed} = \frac{U_1 T_{f1} + U_2 T_{f2}}{U_L} \tag{19}$$

La ecuación (18) es una expresión equivalente a la energía útil obtenida internamente por el fluido que pasa a través de un colector de un solo canal.

Según (Duffie y Beckman, 2013) los coeficientes de convección  $h_1, h_2, h_3$  y  $h_4$ , dentro del colector tiene una dependencia de la temperatura dentro de ambos canales del colector, para lo cual es necesario calcular los valores medio o promedio de las temperaturas  $T_{f1}$  y  $T_{f2}$  entre la entrada del aire y la salida del aire. Para esto se requiere considerar que la distribución de estas temperaturas a lo largo del colector en la dirección del flujo es decir que  $T_{f1} = T_{f1}(y)$  y  $T_{f2} = T_{f2}(y)$ , luego mediante el balance de energía dentro del volumen de control que se indica con las líneas entrecortadas en la figura 5, se procede a determinar las temperaturas  $T_{f1}$  y  $T_{f2}$ .

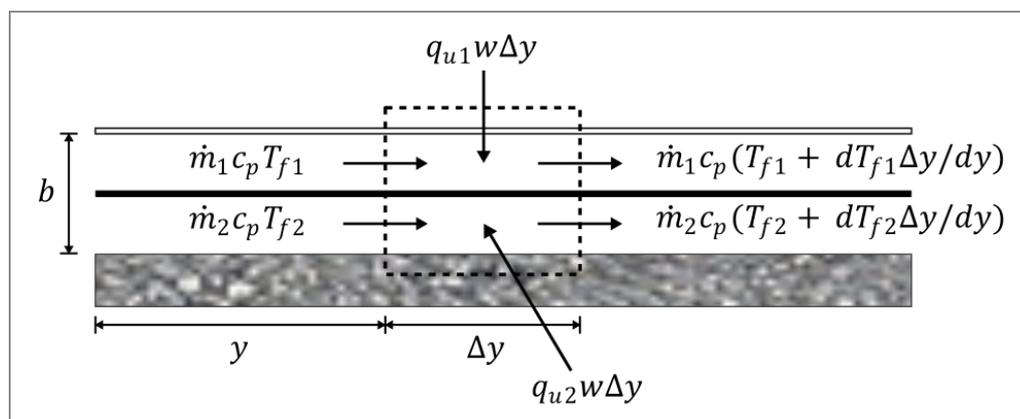


Figura 5. Esquema de un volumen de control a una distancia  $y$  desde el borde de la entrada de la placa de absorción para realizar bance de energía.

Considerando que  $w$  es el ancho del colector, que  $q_{u1} = q_{u1}(y)$  y  $q_{u2} = q_{u2}(y)$ , los balances de energía dentro del volumen de control para el flujo aire en cada canal son:

$$\dot{m}_1 c_p T_{f1} + q_{u1} w \Delta y = \dot{m}_1 c_p \left( T_{f1} + \frac{dT_{f1}}{dy} \Delta y \right) \quad (20)$$

$$\dot{m}_2 c_p T_{f2} + q_{u2} w \Delta y = \dot{m}_2 c_p \left( T_{f2} + \frac{dT_{f2}}{dy} \Delta y \right) \quad (21)$$

Donde,  $\dot{m}_1$  y  $\dot{m}_2$  son los flujos másicos del aire que fluye en cada canal, y  $c_p$  es el calor específico del aire a presión constante.

Reordenando los términos convenientemente, las ecuaciones (20) y (21) se escribirían como:

$$\dot{m}_1 \frac{dT_{f1}}{dy} = \frac{w}{c_p} q_{u1} \quad (22)$$

$$\dot{m}_2 \frac{dT_{f2}}{dy} = \frac{w}{c_p} q_{u2} \quad (23)$$

Ahora sumamos las ecuaciones (22) y (23) y dividiendo por  $\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$  se tiene:

$$\frac{d}{dy} \left( \frac{\dot{m}_1 T_{f1} + \dot{m}_2 T_{f2}}{\dot{m}} \right) = \frac{w}{\dot{m} c_p} (q_{u1} + q_{u2}) \quad (24)$$

El término de la izquierda es el gradiente local de la temperatura media:

$$T_{fmed} = \frac{\dot{m}_1 T_{f1} + \dot{m}_2 T_{f2}}{\dot{m}}$$

del fluido a una distancia  $y$  desde el borde donde ingresa el aire, y además que  $q_u = q_{u1} + q_{u2}$ . Al comparar la expresión entre paréntesis de la ecuación (24) con la ecuación (19) se deduce que:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}} = \frac{U_1}{U_L}, \text{ y } \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}} = \frac{U_2}{U_L} \quad (25)$$

Luego, los flujos de masa de aire en cada canal son:

$$\dot{m}_1 = \frac{U_1}{U_L} \dot{m}, \text{ y } \dot{m}_2 = \frac{U_2}{U_L} \dot{m} \quad (26)$$

De acuerdo con las expresiones matemáticas, en general  $U_1 > U_2$ , ya que  $U_t \gg U_b$ , por lo que tanto, el flujo másico del aire que circula por el canal 1, es mayor que el flujo másico el aire que circula por el canal 2, es decir  $\dot{m}_1 > \dot{m}_2$ .

Sustituyendo en la ecuación (24) la ecuación (18) obtenemos:

$$\frac{dT_{fmed}}{dy} = \frac{wF'}{\dot{m}c_p} [S - U_L(T_{fmed} - T_a)] \quad (27)$$

Resolviendo esta ecuación diferencial ordinaria considerando la temperatura promedio inicial o de entrada  $T_i$  (cuando  $y = 0$ ) y como  $T_{fmed}(y)$  la temperatura a una distancia  $y$  como muestra la figura 5; la temperatura media o promedio del aire en el interior del colector en función de la variable espacial  $y$  es:

$$T_{fmed}(y) = T_a + \frac{S}{U_L} + \left(T_i - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \exp\left(-\frac{wF'U_L}{\dot{m}c_p}y\right) \quad (28)$$

Esta ecuación permite estimar la temperatura de salida del aire  $T_o$  (cuando  $y = L$ ). Esto indica que la temperatura del aire que sale del colector es el resultado de la mezcla de los dos corrientes que fluyen dentro del colector, y está dado por:

$$T_o = T_a + \frac{S}{U_L} + \left(T_i - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \exp\left(-\frac{A_cF'U_L}{\dot{m}c_p}\right) \quad (29)$$

Donde  $A_c = wL$  es el área de apertura del colector. La ecuación (29) establece que la temperatura de salida del aire depende de  $S, T_a, T_i$  y  $\dot{m}$ , que bajo condiciones de flujo estacionario se considera dentro de un intervalo de tiempo finito que puede ser de sol a sol.

Según (Duffie y Beckman, 2013) es conveniente definir una cantidad que relacione la energía útil real ganada del colector con la ganancia útil si toda la superficie del colector estaría a la temperatura de entrada del fluido. Esta cantidad es llamada factor de extracción de calor del colector  $F_R$ . En forma de una ecuación se expresa así:

$$F_R = \frac{Q_u}{A_c[S - U_L(T_i - T_a)]} = \frac{\dot{m}c_p(T_o - T_i)}{A_c U_L \left[ -T_i + T_o + \frac{S}{U_L} \right]} \quad (30)$$

Sustituyendo la ecuación (29) en la ecuación (30), y reordenando los términos, el factor de extracción del calor se escribe como:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp \left( -\frac{A_c F' U_L}{\dot{m}c_p} \right) \right] \quad (31)$$

Mediante la definición del factor de extracción del colector  $F_R$ , la ganancia de energía útil total  $Q_u$  se expresa en términos de la temperatura de entrada del aire al colector  $T_i$  que generalmente es un parámetro conocido cada aplicación. De la ecuación (30) la ganancia total de la energía útil se escribe como:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_i - T_a)] \quad (32)$$

En efecto, la eficiencia del colector instantánea se calcula por cualquiera de las dos expresiones siguientes:

$$\eta_c = \frac{q_u}{G_p} = \frac{Q_u}{A_c G_p} = \frac{\dot{m}c_p(T_o - T_i)}{A_c G_p} = F_R \frac{S}{G_p} - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_p} \quad (33)$$

Donde  $G_p$  es la irradiancia solar total en el plano inclinado del colector. La determinación de la curva de la eficiencia instantánea es muy importante para la estimación de la energía útil que el colector puede producir de acuerdo a las condiciones climáticas que prevalecen en un lugar donde se va a instalar el CSCA. Asimismo, la eficiencia instantánea permite estimar el área del colector necesaria para satisfacer una demanda de aire caliente necesario para un lugar particular.

La ecuación (33) se puede escribir en forma de una recta:

$$y' = \eta_0 + \eta_t x' \quad (34)$$

Donde:

$$y' = \eta_c = \frac{\dot{m}c_p(T_o - T_i)}{A_c G_p}; \quad \eta_0 = F_R \frac{S}{G_p} = F_R (\tau\alpha)_\theta$$

$$\eta_t = -F_R U_L; \quad x' = \frac{(T_i - T_a)}{G_p}$$

Siendo  $(\tau\alpha)_\theta$  el producto de la absorptancia de la placa ( $\alpha$ ) y la transmitancia de la cubierta ( $\tau$ ) cuando el ángulo de incidencia es ( $\theta$ ). El modelo que permite determinar la eficiencia del colector se aplica para los colectores solares calentadores de aire de flujo paralelo que opera por convección natural o forzado con placa plana o corrugado. Este desarrollo es válido para nuestro modelo para probar el colector solar de doble flujo en paralelo que opera por convección natural con una placa de absorción V-corrugado instalado verticalmente.

### 1.1.2.2 Las propiedades físicas del aire

Las propiedades físicas del aire que se tiene que considerar para utilizar las ecuaciones anteriores son las siguientes:

El calor específico del aire a presión constante se escribe como función de la temperatura que se encuentra mediante un polinomio cubico (Kreith, Manglik, y Bohn, 2012):

$$c_p(T) = \frac{28,11 + 0,1967 \times 10^{-2}T_m + 0,4802 \times 10^{-5}T_m^2 - 1,966 \times 10^{-9}T_m^3}{28,97} \quad (35)$$

Dónde:  $T_m = \frac{T_i + T_o}{2}$  está en (K), y  $c_p$  en (kJ/kg·K).

La densidad del aire se tiene que escribir como función la presión atmosférica y la temperatura del aire, esto se determina aproximando el aire como gas ideal dentro de la gama de temperaturas registradas durante la operación del colector solar de aire, es decir, tomando como referencia la densidad del aire, la presión del aire a una temperatura dada al nivel del mar, se puede estimar la densidad del aire conociendo la presión atmosférica a una altura  $H$  sobre el nivel del mar y la temperatura del aire, esto es:

$$\rho(T, H) = \rho_0 \frac{P(H) T_0}{P_0 T} = \rho_0 \left( \frac{T_0}{T_0 - BH} \right)^{-g/RB} \frac{T_0}{T} \quad (36)$$

Donde:  $T_0 = 288,15$  K,  $P_0 = 101,325$  kPa,  $\rho_0 = 1,225$  kg/m<sup>3</sup>,  $g = 9,8$  m/s<sup>2</sup>,  $R = 287,0$  J/kg·K,  $B = 0,0065$  K/m,  $T$  y  $H$  son la temperatura (en K) y la altura (en m) a la cual quiere calcularse la densidad.

Finalmente, el flujo másico del aire se obtiene multiplicado la densidad por el caudal, lo que resulta es:

$$\dot{m}(T, v) = \rho(T, H)vA_f \quad (37)$$

Donde:  $v$  es la velocidad media de flujo,  $A_f$  es el área transversal de flujo.

### 1.1.2.3. Cálculo de ángulo de incidencia

El ángulo de Incidencia para un captor solar plano se calcula mediante la ecuación:

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen } \delta \text{ sen } \phi \text{ cos } \beta \\ & - \text{sen } \delta \text{ cos } \phi \text{ sen } \beta \text{ cos } \gamma \\ & + \text{cos } \delta \text{ cos } \phi \text{ cos } \beta \text{ cos } \omega \\ & + \text{cos } \delta \text{ sen } \phi \text{ sen } \beta \text{ cos } \gamma \text{ cos } \omega \\ & + \text{cos } \delta \text{ sen } \beta \text{ sen } \gamma \text{ sen } \omega \end{aligned} \quad (38)$$

Donde:

$\delta = 23,45^\circ \text{sen} \left( 360 \frac{284+n}{365} \right)$  es la declinación solar, siendo  $n$  el día Juliano del año, con  $1 \leq n \leq 365$ .

$\phi$ : es la latitud del lugar.

$\beta$ : es el ángulo de inclinación del colector.

$\gamma$ : es el ángulo acimutal del colector que es el ángulo que forma el vector director del colector proyectado al plano horizontal con el sur (es decir para el colector orientado hacia el norte  $\gamma = 180^\circ$ ).

$\omega = (12 - \text{hora}_{solar}) \frac{360^\circ}{24 \text{ horas}}$  : es el ángulo horario solar, siendo  $\text{hora}_{solar} = \text{hora}_{solar \text{ local}} + 4 \left( \frac{\text{min}}{\circ} \right) (L_{Ref} - L_{Loc}) + \Delta t$ , aquí  $L_{Ref}$  es la longitud geográfica del meridiano de referencia ( $^\circ$ ) y  $L_{Loc}$  es la longitud de meridiano

local ( $^{\circ}$ ),  $\omega$  es positivo antes del mediodía y negativo después del mediodía. Además  $\Delta t(\text{min}) = (0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \cdot 229,18$ , siendo  $B(^{\circ}) = 360 \frac{n-1}{365}$ ,  $1 \leq n \leq 365$ .

#### 1.1.2.4 Cálculo del producto transmitancia-absortancia $(\tau\alpha)_{\theta}$

El producto de la transmitancia de la cubierta y la absortancia de la placa absorbente es un factor que limita la irradiancia que se transforma en calor, esto es debido a los fenómenos de reflexión y absorción de la radiación que tiene lugar en la cubierta transparente y la superficie absorbente, y es igual para todos los captadores de cubierta transparente, el cual para una radiación normal a la superficie del colector viene expresado por:

$$(\tau\alpha)_n = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_d} \quad (39)$$

Donde  $\rho_d$  es la reflectividad de irradiancia difusa de la cubierta.

En caso de que para calcular  $\rho_d$  se tenga dificultad, se debe considerar la siguiente aproximación aceptable (Duffie y Beckman, 2013):  $(\tau\alpha)_n \cong 1,01\tau\alpha$

La transmitancia y absortancia tiene cierta dependencia del ángulo de incidencia que tiene que considerarse, para esto se incorpora un factor modificador de incidencia. Por tanto, el producto de la transmitancia y absortancia para un ángulo de incidencia  $\theta$  estaría dado por:

$$(\tau\alpha)_{\theta} = k_{\tau\alpha} (\tau\alpha)_n \quad (40)$$

Donde:

$k_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$ : se denomina factor modificador de incidencia, siendo  $b_0 = 0,136$ , válido para  $\theta < 60^{\circ}$ .

#### 1.1.3 Pruebas de Calentadores solares de aire de un CSCA

La prueba de rendimiento térmico de colectores solares es esencial para la generación de los datos básicos de diseño requeridos para el diseño del sistema del colector. Hay

dos métodos de prueba estándar para el colector solar de energía solar, que son las siguientes (Dhiman, Thakur, Kumar, y Singh, 2011):

- **Oficina Nacional de Estándares (NBS)**
- **Norma ASHRAE 93-77**

Las normas NBS y ASHRAE proporcionan las características necesarias para los calentadores solares de aire incluyendo la especificación detallada de condiciones relativas a flujo de aire, las mediciones de temperatura del aire, la mezcla de aire y caída de presión medidas (Sopian, Alghoul, Alfegi, Sulaiman, y Musa, 2009) el cual es aplicable en su mayoría en experimentos de laboratorio.

### **1.1.3.1 Efecto de los parámetros de rendimiento de los colectores**

#### **a) Los parámetros meteorológicos**

A una mayor radiación incidente se tiene como resultado que la temperatura del aire sea más alta en la salida, pero también aumenta las pérdidas de calor radiantes a través de la cubierta de cristal. Por otra parte, algunos estudios (Ho, Chang, Wang, y Lin, 2012) informaron que una pequeña disminución en la eficiencia térmica disminuye la temperatura de salida en el fluido.

La Temperatura ambiente afecta al rendimiento de colector indirectamente a través de las pérdidas de calor. Para una temperatura de salida dada, la baja temperatura del ambiente da como resultado una baja eficiencia y viceversa (Hegazy, 2000b).

La transferencia de calor convectivo desde la placa de cubierta al aire del ambiente significativamente depende de la velocidad del viento. A mayor velocidad del viento la pérdida térmica es mayor, de modo que hace que la eficiencia del colector disminuya (Fudholi *et al.*, 2011).

#### **b) Los parámetros de operación**

El mayor número de cubiertas de vidrio reduce las pérdidas térmicas, pero al mismo tiempo el producto global de la transmitancia - absorptancia también se reduce y por lo tanto el calor absorbido por la placa disminuye. Así, la elección

del número de cubiertas depende de la temperatura de salida deseada y por tanto la temperatura del absorbente (Fudholi *et al.*, 2011).

La superficie de la placa absorbente, debe tener las características de un alto valor de la capacidad de absorción para la radiación solar entrante y bajo valor de emisividad para la radiación saliente, son deseables de esta forma, debido a que estos maximizan la absorción de la energía solar y minimizar las pérdidas por radiación. Las superficies del absorbente solar selectivos generalmente obtienen mediante revestimiento. El recubrimiento que no se degradan ópticamente significativamente durante el tiempo de vida del colector y también soportar la temperatura de estancamiento y la humedad es necesaria (Sopian, Supranto, Daud, Othman, y Yatim, 1999).

Puesto que los colectores están diseñados para operar en diferentes ubicaciones con diferentes inclinaciones y en condiciones de servicio diferentes, un valor óptimo de separación entre la placa de absorción y la cubierta de cristal inferior es difícil para especificar, sin embargo, los valores típicos utilizan generalmente es de 1-6 cm (Kabeel, Hamed, Omara, y Kandeal, 2017).

La temperatura de entrada del fluido tiene mucha importancia en la eficiencia del colector de la placa. La eficiencia del colector disminuye con el aumento del valor de la temperatura de entrada del fluido (Kabeel *et al.*, 2017).

Un aumento de la velocidad del fluido o flujo másico aumenta el valor de la eficiencia del colector. Esto se debe a que el aumento la velocidad de flujo del fluido disminuye la temperatura de la placa de colector y por lo tanto disminuye las pérdidas de calor a los alrededores. También, al mismo tiempo, aumenta la caída de presión, que aumenta la potencia de bombeo (Ravi y Saini, 2016a).

### **1.1.3.2 Técnicas de mejora de rendimiento para colectores solares calentadores de aire de doble flujo**

El rendimiento de colector de placa ya sea operado bajo pase aire simple o doble se ha encontrado que dependerá en gran medida de la intensidad de la radiación solar incidente, las pérdidas de la superficie del absorbente y la tasa de

transferencia de calor de placa de absorción al aire. Las siguientes son algunas de las técnicas de mejora del rendimiento para los calentadores solares de aire:

**a) Mejora de la intensidad de la radiación solar incidente sobre el colector solar**

El rendimiento de los colectores pueden ser significativamente mejorada por la adición de deflectores, que aumentan la superficie total del colector de modo que la relación de concentración puede ser de hasta 4 y de la temperatura se puede logra hasta de 180°C (El-Sebaai, Aboul-Enein, Ramadan, Shalaby, y Moharram, 2011).

**b) Aumento de la transferencia de calor de la placa de absorción**

La baja tasa de transferencia de calor desde la placa de absorción al aire en el conducto es relativamente a la alta temperatura de la placa de absorción, que conduce a pérdidas térmicas mayores para el medio ambiente. Estas pérdidas pueden reducirse disminuyendo la temperatura de la placa de absorción mediante el aumento de la transferencia de calor entre la placa absorbente y aire. Este objetivo se puede lograr mediante el uso de: superficies extendidas sobre la placa de absorción, rugosidad artificial y materiales porosos en el conducto de flujo (Kabeel, Khalil, Shalaby, y Zayed, 2016).

## 1.2 Antecedentes

La literatura demuestra que el CSCA de doble paso del aire ya sea en flujo paralelo estudiados por (Forson, Nazha, y Rajakaruna, 2003; Hegazy, 2000a; Jha, Choudhury, Gargi, y Zaidp, 1992; Pawar, Takwale, y Bhide, 1994), o en contraflujo investigados por (González, Larsen, Hernández, y Lesino, 2014; Karim, Perez, y Amin, 2014) pueden proporcionar un rendimiento térmico mayor en comparación con el CSCA de único paso de aire para las mismas condiciones de operación (Alam y Kim, 2017; Hernández y Quiñonez, 2013). Además, el rendimiento térmico para el calentador de aire solar de lecho empacado en contraflujo puede ser de 11 a 17% más en comparación con el de flujo paralelo (Dhiman, Thakur, y Chauhan, 2012). El principal inconveniente de un calentador solar de aire de flujo paralelo es que para alcanzar tal eficiencia requiere de hacer uso de

dos fuentes de bombeo o usar una fuente única con una capacidad de potencia de bombeo muy alta. Sin embargo, en CSCA de contraflujo el factor más indeseable es que además de requerir una fuente de bombeo también aumenta la caída de presión durante el funcionamiento (Singh, Dhruw, y Chander, 2019).

Un método investigado para mejorar la transferencia de calor por convección es aumentar el área de superficie del dispositivo creando rugosidad artificial en la superficie de absorción, lo que aumenta la turbulencia dentro del canal (Ho *et al.*, 2012; Singh Bisht *et al.*, 2018). Los calentadores solares de aire con aletas se estudian en algunas investigaciones. Bahrehmand y Ameri (2015) han investigado matemáticamente un calentador solar de aire de convección natural, se estudió diferentes parámetros como la profundidad y la longitud del canal, la radiación solar y la temperatura ambiente en el calentador de aire solar con cubiertas de vidrio de una sola o de dos. Se comprobó el efecto de una hoja de metal de estaño suspendido en el medio de canal de aire, rectangular longitudinal y aletas triangulares. Sus resultados mostraron que las eficiencias de energía y de exergía del calentador de aire solar con doble cubierta de vidrio fue más alto que el caso de la misma con una cubierta. También encontraron que el aumento de la profundidad y la longitud del canal han causado mejoras en el rendimiento de los calentadores solares de aire. Debido a la tasa de transferencia de calor más alto, calentadores de aire solares con aletas y de chapa de estaño tenían mejores eficiencias de energía y exergía que los calentadores solares de aire convencionales. Pakdaman, Lashkari, Tabrizi, y Hosseini (2011) analizaron experimentalmente un calentador de aire que opera por convección natural con aletas rectangulares longitudinales en la placa de absorción. Ellos encontraron que mediante un aumento de un 66% del área de contacto de la placa con el aire se puede ganar una mejora de aproximadamente el 20% en la transferencia de calor. El rendimiento térmico máximo ocurrió al mediodía como radiación solar. También se introdujo una nueva correlación para el número de Nusselt y se compara con algunas correlaciones anteriores en la literatura. Este modelo proporciona recomendaciones de los conceptos de diseño y reglas generales y validó los cálculos de los parámetros de diseño. La radiación solar se determinó que era el parámetro clave que caracteriza el comportamiento térmico del sistema. Hosseini, Ramiar, y Ranjbar (2018) estudiaron numéricamente el efecto del ancho y la relación de profundidad de las aletas rectangulares longitudinales y las condiciones ambientales como la temperatura ambiente y la intensidad de la radiación solar. Se investigaron los caudales de masa, la temperatura

de salida y la eficiencia térmica y se compararon con la el calefactor solar sin aletas. Los resultados representaron que la temperatura ambiente y la intensidad de la radiación solar tienen un impacto significativo en el rendimiento del calefactor solar; además mostraron que el aumento del número de aletas mejora el rendimiento térmico y también sugirieron un tamaño adecuado para las aletas.

Metwally, Abou-Ziyan, y El-Leathy (1997) analizaron un CSCA con placa corrugado y otros cinco con diseños convencionales. Ellos encontraron que el factor de mejora del coeficiente de transferencia de calor por convección dentro del conducto corrugado era de 4 a 5 veces en comparación a los otros. También se afirmó que el factor de extracción de calor del colector conducto corrugado había mejorado en promedio en un 59% mientras que su eficiencia se ha incrementado en un 15 a 43% en comparación con otros colectores convencionales en un intervalo de velocidad de flujo de  $0,01-0,1 \text{ kg/sm}^2$  y de insolación solar de  $950 \text{ W/m}^2$ . Llegaron a la conclusión de que el CSCA de conducto corrugado puede ser considerado como un diseño avanzado que tiene un precio similar a los convencionales diseños. Karim y Hawlader (2006) mostraron que el CSCA con absorbente corrugado en forma de V es de 10% a 15% y 5% a 11% más eficiente en las formas de doble paso y de un solo paso, respectivamente, en comparación con los CSCA de placa absorbente plana. El-Sebaai *et al.* (2011) revelaron que la temperatura de salida del CSCA con placa de absorción corrugado en forma de V es mayor que el CSCA con absorbente de placa plana en un 5%, y en términos de eficiencia es mayor por 11% a 14%. Karim *et al.* (2014) investigaron teórica y experimentalmente un CSCA con placa absorbente corrugado en forma de V con flujo en contracorriente y encontraron que la radiación solar, la temperatura del aire de entrada, la tasa de flujo del aire y la longitud del colector tienen un efecto significativo en la eficiencia del colector de aire. Gao, Lin, Liu, y Xia (2007) compararon el rendimiento de tres tipos configuraciones de CSCAs que operaron por convección natural, dos configuraciones eran cruzado corrugado ondulada, mientras que el tercero fue una placa plana. El rendimiento térmico de estas configuraciones fueron 58,9, 60,3, y 48,6%, respectivamente. Se puede ver que ambas configuraciones corrugadas transversalmente superior a la del colector de placa plana. Esto se puede atribuir a la mejora de las tasas de turbulencia y de transferencia de calor dentro del canal de flujo de aire en la placa corrugada. Saha y Sharma (2018) estudiaron 6 tipos de CSCA de doble flujo en paralelo, de placa plana y de varias configuraciones corrugados. Se analizó el rendimiento energético, efectivo y exergético de los colectores

en base de parámetros, como el caudal másico, la insolación y altura del canal de flujo. Al comparar los CSCAs de absorbente corrugado con el absorbente de placa plana para condiciones de operación similares se observa que existe una mejora significativa en la eficiencia de los que tienen absorbente corrugado. Además, la altura óptima del canal del CSCA es de 0,02 m, en la cual todas las eficiencias tienen los valores más altos para todo el rango de flujo de masa e insolación investigados.

Ho *et al.* (2012) y Ho, Hsiao, Chang, y Tien (2017) utilizaron placa de absorción de aletas rectangulares con la misma longitud del colector. Ellos hallaron que las eficiencias de colector aumentan mediante el uso de aletas o deflectores o malla de alambre probados en diferentes condiciones de velocidades de flujo de aire, número de aletas adheridas e irradiación solar incidente. Ho, Lin, Chuang, y Chao (2013) y Ho, Chang, Lin, Chao, y Tien (2015) desarrollaron un trabajo teórico y experimental de un CSCA de doble flujo en contracorriente con malla de alambre empacada como material poroso en el canal por debajo de la placa de absorción con diferentes patrones de flujo. Los resultados revelan que el uso de la malla de alambre lleno mejora la transferencia de calor en comparación con CSCA convencional. Dhiman *et al.* (2011) realizaron un estudio teórico y experimental en un CSCA de doble flujo en paralelo con un lecho empaquetado de desechos de hierro por encima de la placa de absorción. Los resultados mostraron que el rendimiento térmico de este CSCA es de 10 a 20% más que la CSCA convencional.

Aunque existen mayormente investigaciones de los CSCAs que operan por flujo forzado por su mayor eficiencia termo energética (Alam y Kim, 2017; Kabeel *et al.*, 2017), existen también un importante interés por estudiar los CSCAs que funcionan por convección natural, debido a que es independiente de las fuentes de energía externas para impulsar el aire reduciendo el costo de operación y mantenimiento. Gao *et al.* (2000) estudiaron un CSCA de un solo flujo que funciona por convección natural con una placa absorbente corrugado cruzado en forma de onda sinusoidal. Hatami y Bahadorinejad (2008) experimentaron un CSCA por convección natural de placa plana vertical con cubiertas de uno y dos vidrios. Se midieron la temperatura de la placa absorbente, la temperatura de la placa posterior, las temperaturas de la cubierta de vidrio, los caudales de flujo de aire en los canales y la radiación solar. Se encontró que la máxima eficiencia se tiene cuando el calentador de aire tenía dos cubiertas de vidrio y el aire podía fluir en todos los canales. Varol y Oztop (2008) analizaron numéricamente dos CSCA a convección natural, uno

con absorbente ondulado y el otro con absorbente plano. Observaron que el flujo y los campos térmicos se ven afectados por la forma de la placa absorbente y la tasa de transferencia de calor aumenta en el caso del CSCA con absorbente ondulado en comparación al plano. Bahrehmand y Ameri (2015) investigaron analítica y experimentalmente CSCAs de cubierta simple y de dos cubiertas de flujo de convección natural, con aletas longitudinales con formas rectangulares y triangulares de láminas metálicas de estaño suspendidas en el centro del canal. Los resultados revelaron que el colector con dos cubiertas tiene un mejor desempeño que un colector de una sola cubierta, también observaron que los colectores con aletas triangulares son más eficientes en términos de energía que aquellos con aletas rectangulares. Cuzminschi, Gherasim, Girleanu, Zubarev, y Stamatina (2018) analizaron numéricamente un nuevo diseño de CSCA de doble flujo en paralelo, multiuso de libre convección con placa absorbente corrugado en forma de V. El rendimiento térmico promedio del calentador de aire diseñado es 60,4% para las horas pico de sol, y concluyeron que el dispositivo puede reducir significativamente los costos de calefacción y proteger el medio ambiente. Hernández y Quiñonez (2018) estudiaron analítica y experimentalmente un CSCA de doble flujo en paralelo que funciona por convección natural con placa absorbente en forma de V. Simularon y midieron experimentalmente la curva de eficiencia térmica, donde observaron que los valores diarios de eficiencia oscilaron entre 48 % y 50 % durante los días soleados. Hosseini *et al.* (2018). Investigaron numéricamente CSCAs de convección natural con placa absorbente aletas rectangulares, triangulares y elípticas. Los resultados revelaron que el calentador de aire solar con aletas rectangulares tiene el mejor rendimiento térmico, sin embargo, el caudal másico más bajo. Finalmente determinaron que el rendimiento térmico de los calentadores de aire solares con aletas rectangulares es ligeramente superior al de los calentadores que contienen otras dos formas de aletas en las mismas dimensiones.

## CAPÍTULO II

### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

#### 2.1 Identificación del problema

Los calentadores solares de aire son colectores solares que se utilizan en muchas aplicaciones útiles, por ejemplo, para secado (de frutas, verduras, tubérculos, etc.), para proceso calefacción de edificios o aire acondicionado de viviendas, y para proceso de desalinización del agua (Rajarajeswari y Sreekumar, 2016). Varios prototipos de colectores solares de aire fueron diseñados, modelados matemáticamente y experimentalmente probados. Existen muchas configuraciones de colectores solares de aire, diferenciados por la forma en que el aire circula por el interior (de convección natural o forzada, de paso simple o un solo paso, de paso o flujo paralelo, de doble paso o flujo paralelo, de doble flujo con paso en contracorriente, etc.) y el tipo de absorbente solar elemento (Placa plana, placa V-corrugado, tubos cilíndricos, placas con aletas adosadas, matriz porosa, etc.) (Alam y Kim, 2017).

El rendimiento del CSCA puede ser afectada por muchos parámetros como las condiciones climáticas, dimensiones del colector solar, tipo y diseño de la placa de absorción, cubiertas de vidrio y el material de aislamiento. Cada tipo de colector tiene una eficacia particular de conversión de la energía solar en calor que depende de su geometría, los materiales con los que está construida, la ubicación del sitio, la época del año y el flujo de masa de aire que circula dentro (Kabeel *et al.*, 2017). Por lo tanto, para lograr altas tasas de transferencia de energía térmica es conveniente, usar como elemento absorbente, las superficies extendidas con grandes áreas expuesto al fluido portador del calor de tal modo que permita mejorar el factor de eliminación de calor del colector (Kabeel *et al.*, 2016). Los colectores de calefacción de aire más eficientes son aquellos

que maximizan el contacto entre el aire que circula y la placa de absorción por medio de flujo forzado turbulento en flujo de doble paso incluyendo las placas en forma de V corrugado o de absorción de onda sinusoidal, con aletas, deflectores, nervaduras o matrices porosas (Ravi y Saini, 2016b). Los CSCAs que operan por convección natural que tienen probablemente baja eficiencia en comparación a los que operan por convección forzada, sin embargo tienen la ventaja de no utilizar la energía eléctrica para impulsar el aire, de modo que minimiza los costos de operación y mantenimiento (Cuzminschi *et al.*, 2018; Hosseini *et al.*, 2018). A pesar de la gran cantidad de investigaciones sobre la CSCA, aun así, se puede mejorar el rendimiento del CSCA probando nuevas configuraciones con placas corrugadas y matrices porosas en la placa absorbente.

En este trabajo se ha diseñado y construido un novedoso CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que incluye como mejora de diseño una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en forma de capucha en la parte superior del colector para recoger el aire caliente que sale y una forma amplia del colector en la entrada del aire a lo ancho del colector. Se ha estudiado teórica y experimentalmente el desempeño termo-energético del CSCA al instalarlo sobre una pared vertical orientada al norte. Este nuevo CSCA se ha evaluado en dos formas, la primera configuración denominado de tipo I, consiste en el colector diseñado como tal, y la segunda configuración del colector llamado de tipo II consiste en el colector solar diseñado en el cual se agrega una malla porosa que es la virutilla de hierro en el canal comprendido entre la placa absorbente y la parte posterior del colector. Las evaluaciones de ambas configuraciones del CSCA se realizaron para estudiar los parámetros de operación y las eficiencias para luego compararlos con el modelo teórico del colector y comparar el desempeño de ambas configuraciones del colector de modo que se determina el efecto del material poroso que obviamente aumenta el costo y el peso del colector. El CSCA es de bajo costo, construido con materiales accesible en el mercado nacional. Asimismo, el CSCA se ha diseñado como alternativa de solución a la necesidad de contar con un sistema de calefacción en las habitaciones, oficinas o edificios para climas fríos como el de la región de Puno.

## 2.2 Enunciados del problema

Se plantea las siguientes interrogantes:

**PG:** ¿Qué efectos se tendrán en el desempeño termo-energético de un CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, la placa absorbente corrugada en forma de V, la campana en la parte superior del colector para recoger el aire y el material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA?

**PE1:** ¿Cómo se diseñará y construirá el CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire, y del mismo CSCA que adicionalmente tiene incorporado un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA?

**PE2:** ¿Cómo varían los parámetros de rendimiento y cuál es la eficiencia del CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire, y del mismo CSCA que adicionalmente tiene incorporado un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA?

### 2.3 Justificación

En los últimos años, las energías renovables estuvieron en el centro de interés de los investigadores, debido a la necesidad crucial de la energía, su disponibilidad y menor contaminación en comparación a las otras formas de energía (Hassan y Abo-Elfadl, 2018). La energía solar es una de las principales fuentes de energía limpia entre otras fuentes de energías renovables y puede satisfacer gran parte de la demanda de energía de nuestra sociedad y sin contaminar el medio ambiente (Alam y Kim, 2017). El CSCA es un artefacto factible para su uso para regiones como el altiplano peruano, ya que la energía solar en nuestra región es abundante, de libre acceso y de fácil obtención.

Los colectores solares para calentamientos de aire, no cuentan con muchas aplicaciones industriales hasta ahora, no existe empresa nacionales que produzcan o comercialicen calentadores solares de aire, ni a escala regional, aunque existe varios investigadores a nivel mundial que tratan de diseñar modelos de CSCAs que son altamente eficientes como medio de aprovechamiento del calor (Kumar Poongavanam, Panchabikesan, Deeyoko L., y Ramalingam, 2018). En esta investigación se presenta un nuevo diseño de un CSCA de doble paso de flujo en paralelo que opera por libre convección que no necesita energía externa para su funcionamiento, construido para un funcionamiento

autónomo, con un diseño más eficiente. De esta forma, con el desarrollo del nuevo CSCA, brindamos a la industria, parámetros para construir CSCAs cada vez más eficientes en el país y contribuimos a la comunidad científica con un novedoso modelo de CSCA con las características indicadas.

El CSCA novedoso es una alternativa de calefacción de habitaciones, espacios o edificios en épocas de bajas temperatura de año o ambiente fríos, lo que significa que se puede instalar unido a una pared exterior de una habitación, con un costo inicial único. Al ser el funcionamiento por convección natural no requiere de energía externa es autónomo, y el mantenimiento es de menor costo, por lo que económicamente favorece el uso de este colector.

La región de Puno, es la región con el mayor territorio altiplánico del Perú donde la temperatura promedio es  $8^{\circ}\text{C}$  y las temperaturas bajas en promedio es  $-7^{\circ}\text{C}$  en época de invierno (Sanabria, Marengo, y Valverde, 2009). En esta parte altiplánica del Perú existe una cantidad considerable de población que ésta sometida a las inclemencias de un clima frío y a los fenómenos de heladas, siendo los más afectados los niños, habitantes, hasta estudiantes universitarios, pudiendo perecer enfermedades en las articulaciones a causa de permanecer en habitaciones a bajas temperatura (SENAMHI, 2003). En las viviendas del sector rural como el urbano existe la necesidad contar con sistemas de calefacción en las habitaciones, edificios, colegios, oficinas, centros de trabajo, etc. Una forma de enfrentar este problema sería utilizando el CSCA diseñado.

## 2.4 Objetivos

### 2.4.1 Objetivo general

Analizar el rendimiento termo-energético de un CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire y un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA.

### 2.4.2 Objetivos específicos

- Diseñar y construir un CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire, y del mismo CSCA que

adicionalmente tiene incorporado un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA.

- Evaluar los parámetros de rendimiento y la eficiencia de un CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire, y del mismo CSCA que adicionalmente tiene incorporado un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA.

## 2.5 Hipótesis

### 2.5.1 Hipótesis general

El diseño novedoso del CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene incorporado una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire tiene mayor desempeño termo-energético que cuando se le incorpora el material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA.

### 2.5.2 Hipótesis específicas

- El nuevo diseño del CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire, indican una mayor conversión de la energía solar en calor útil en comparación con el mismo CSCA que adicionalmente tiene incorporado un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente con la matriz porosa.
- Los parámetros de rendimiento y la eficiencia del CSCA de doble flujo en paralelo que opera por convección natural, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire, es mayor significativamente en comparación con el mismo CSCA que adicionalmente tiene incorporado un material poroso empacado en el canal inferior de la placa absorbente con la matriz porosa.

## CAPÍTULO III

### MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1 Lugar de estudio

La investigación se realizó en el Centro de Investigación en Energías Renovables CINER - Puno, en la región Puno, Perú. Las coordenadas correspondientes al lugar son, latitud: -15,823°, longitud: -70,012° a 3832 m.s.n.m. La región de Puno es considerada por su clima una de las regiones más frías del país, por lo que hay la necesidad de poseer los sistemas de calefacción en la mayor parte del año, las presencias de severas bajas temperaturas se tienen específicamente en la época del invierno.

#### 3.2 Métodos de Investigación

De acuerdo al fin que se persigue, el presente trabajo de investigación es aplicada de tipo descriptivo correlacional, ya que busca evidenciar y contrastar el comportamiento del CSCA diseñado y construido, mediante la aplicación de experimentos físicos y computacionales; es descriptiva porque se requiere medir varias variables en el CSCA y correlacional porque se quiere medir el grado de comparación entre estas variables, las variables experimentales y las obtenidas en las simuladas por ecuaciones (Tamayo, 2012).

De acuerdo a los enfoques o los tipos de datos analizados la investigación es cuantitativo ya que se usa una recolección de datos y se emplean modelos matemáticos y teorías que competen a los fenómenos naturales para lo cual necesita la aplicación del análisis estadístico (Tamayo, 2012).

De acuerdo a la metodología para demostrar la hipótesis la investigación es de tipo cuasi experimental (Tamayo, 2012), ya que se estudia relaciones causa-efecto pero no en condiciones de control riguroso de todos los factores que puedan afectar el experimento

y es apropiado para situaciones naturales en el que se realiza el trabajo en donde no es posible controlar todas las variables, dicho de otro modo primero no se va a manipular intencionalmente ninguna variable independiente del colector sino que simplemente se va a medir estas variables como la radiación solar incidente, flujo másico, temperaturas de entrada y salida del colector, temperatura de la placa, temperatura ambiente, velocidad del aire, rendimiento instantáneo, parámetros de pérdida total de calor y parámetro de eficiencia óptica, y se va a determinar el valor de cada una, en un intervalo de tiempo dado durante varios días.

En esta investigación no se requiere muestra dado que todos los datos registrados en el funcionamiento y evaluación del colector serán considerados representativos para el análisis de datos, además la investigación no es probabilística.

### **3.2.1 Descripción detallada de métodos por objetivos específicos**

#### **a) Descripción de variables analizadas en los objetivos específicos**

##### **Primer objetivo específico (diseño y construcción):**

Consiste en diseñar y construir el CSCA de doble flujo en paralelo que funciona por convección natural del aire, que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V, una campana en la parte superior del colector para recoger el aire y que adicionalmente se le incorpore un material poroso (virutilla de hierro) empacado en el canal inferior de la placa absorbente del CSCA. Para diseñar se han considerado diseños similares en dimensión y estructura que puedan adecuarse para instalar en la pared vertical de una habitación. Para construir, se realizó con materiales accesible en la región y que pueda ser ergonómico. Para evaluar se hacen dos configuraciones del CSCA, el primero es sin la malla porosa (tipo I) y el segundo es incorporando la malla porosa al CSCA (tipo II).

##### **Segundo objetivo específico (parámetros de rendimiento y eficiencia):**

Para alcanzar este objetivo, se han evaluado los parámetros de rendimiento y las eficiencias teóricas y experimentales del CSCA en sus dos configuraciones de tipo I y tipo II. Para evaluar los parámetros de rendimiento y las eficiencias, el colector se ha instalado en una pared vertical orientado hacia el norte geográfico, en el cual se ha evaluado en condiciones reales primero el tipo I (sin virutilla) y luego el tipo II

(con virutilla). Para cada una de las configuraciones del CSCA mencionado se realizaron cinco ensayos en condiciones reales de funcionamiento en días con cielo claro o despejado. Las variables medidas para evaluar los parámetros de rendimiento y eficiencias son: la temperatura ambiental, temperatura de entrada del aire, temperatura de salida del aire, temperatura de la placa absorbente, la velocidad de aire, la radiación solar incidente sobre el colector. Se determinan asimismo el flujo másico, el factor de remoción de calor del captador  $F_R$ , el coeficiente de pérdidas de calor  $U_L$  y el calor útil comparado los dos tipos de CSCA.

## b) Descripción detallada del uso de materiales, equipos e instrumentos.

### - Materiales

Los materiales usados para la construcción del CSCA fue realizado con materiales perceptibles en la región y que sean de menor costo los cuales se detallan en la tabla 1.

Tabla 1

*Materiales para la construcción del CSCA.*

Descripción	Unidad de medida	Cantidad
Madera de Pino 5cmx2,5cm	Unidad	10
Pernos de 1 in, 2 in y 3 in	Unidad	32
Lamina de Aluminio de 0,2 y 0,02 mm	Plancha	6
Silicona multiuso	Unidad	5
Plancha de acero inoxidable de 0,8 mm	Plancha	1
Plancha de acero inoxidable de 0,3 mm	Plancha	1
Policarbonato alveolar de 6 mm	Plancha	1
Poliestireno de 5 cm	Plancha	2
Triplay y cartón prensado	Plancha	8
Perfil L de aluminio de 3 in	Unidad	2
Tubo de PVC de 80 mm	Unidad	1
Virutilla de acero N° 4	Unidad	6
Sello de Aluminio para exteriores	Unidad	1

### - Equipos, instrumentos y recolección de datos

Los equipos necesarios para alcanzar los objetivos propuestos en nuestra investigación fueron: Dos termómetros digitales marca Fluke modelo 54 IIB con memoria de almacenamiento de datos de dos entradas de termopares cada uno, los termopares utilizados fueron de tipo K los cuales se instalaron para medir, temperatura ambiente, temperatura de entrada, temperatura de salida y temperatura de la placa absorbente. Un anemómetro digital marca Lutron modelo AM-4247SD con tarjeta de memoria incorporada, para medir la velocidad del aire. Un piranómetro marca Apogee Instruments modelo MP-200 con registrador de datos para medir la irradiancia solar incidente sobre el colector. Los detalles de los instrumentos mencionados se tienen en la tabla 2.

Tabla 2

*Instrumentos y equipos de medición.*

Descripción	Nº	Marca y Modelo	Rango	Precisión
Anemómetro	1	Lutron AM-4247SD	0,2 a 35,0 m/s	$\pm (2 \% + 0,2)$ m/s
Termocupla	4	Tipo K	-200 a +1372 °C	$\pm (0,05 \% + 0,3)$ °C
Piranómetro	1	Apogee MP-200	0,1 a 1750 W/m <sup>2</sup>	$\pm 5 \%$

Los equipos e instrumentos que se han utilizado se han instalado de acuerdo como sugiere la norma ASHRAE (ASHRAE-Standard, 93-2003) sin embargo esta norma es muy exigente y muy impráctico en ensayos en situaciones reales es por esa razón que muchos autores no lo utilizan con frecuencia (Alam y Kim, 2017). Algunas sugerencias que se consideraron de esta norma son:

1. Las propiedades del fluido de trabajo no deberán cambiar durante el periodo de pruebas.
2. El captador solar de aire debe ser montado en un lugar que permita el flujo de aire, sin restricciones.
3. Las mediciones de la temperatura ambiente deben ser representativas de las condiciones de temperatura ambiente alrededor del captador durante las pruebas.

4. El sensor de temperatura ambiente debe estar alojado en una caseta bien ventilada a 1.25 m del piso y con una puerta orientada hacia el norte.
5. Las mediciones de irradiancia solar deben ser reportadas en términos del tiempo solar aparente para el sitio de pruebas.
6. El piranómetro deberá cumplir con los requerimientos especificados en la norma ASHRAE. Es decir, el piranómetro debe ser montado coplanar al plano de apertura del captador, no debe proyectar sombra en la apertura del captador, debe ser montado adyacente a la periferia superior del captador, cuidar la orientación del conector y sus conexiones eléctricas del piranómetro para evitar el calentamiento.
7. Las pruebas deben realizarse durante periodos cuando el cielo este claro (libre de nubes) tal que la irradiación solar incidente sobre el plano de apertura no debe variar  $\pm 32 \text{W/m}^2$  para una duración de 10 minutos o 2 constantes de tiempo o cualquiera que sea mayor.
8. El rango de la temperatura ambiente para todos los puntos de la prueba de eficiencia debe ser menor a  $30^\circ\text{C}$ .

La recolección de datos para ambos objetivos fue realizada en un mismo acto, los cuales fueron, los datos de las temperaturas, para la radiación incidente, la velocidad del aire. La toma de datos se realiza cada 10 minutos, en el horario considerado de oficina desde las 8:00 horas hasta las 16:00 horas, durante cuatro semanas para cada CSCA (sin malla porosa y con malla porosa), de las cuales para la evaluación y análisis de su desempeño de cada uno de los CSCA se escogieron cinco días para cada una de ellas en donde se tenía el cielo despejado o cielo claro.

### **c) Aplicación de prueba estadística inferencial**

Finalmente los datos serán analizados para obtener el desempeño termo-energético mediante el modelo teórico desarrollado y de forma experimental para cada caso, para hallar la eficiencia experimental se ha utilizado la regresión lineal por la forma de esta (Duffie y Beckman, 2013), con su respectivo incertidumbre comparado con el valor teórico. Para la regresión lineal se utiliza el modelo de la ecuación (34), y para analiza la calidad del ajuste entre los valores teóricos y experimentales se determinó la raíz cuadrada del error cuadrático medio RMSE (ecuaciones 42 y 43).

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 4.1 Diseño y construcción del CSCA

##### 4.1.1 Diseño del CSCA

Para el diseño del CSCA innovador de doble flujo en paralelo que opera por convección natural se han considerado los diseños de prototipos de colectores de los investigadores (Cuzminschi *et al.*, 2018), (Hernández y Quiñonez, 2013; Hernández y Quiñonez, 2018), (Sevik y Abuska, 2018), (Karim *et al.*, 2014), (El-Sebaili *et al.*, 2011) y (Hatami y Bahadorinejad, 2008), combinando convenientemente los aspectos comunes entre ellos sobre, la forma, las dimensiones, los componentes, la construcción y la alta eficiencia. Asimismo, para el diseño también se consideró los recursos disponibles de los materiales en el mercado para su construcción tomando en cuenta los materiales de precios menores.

El resultado del diseño del colector se muestra en la figura 6, que consta de dos canales de flujo por donde el aire que entra se divide por estos dos canales, recorre los canales en la misma dirección hasta llegar al final del colector donde a través de la campana vuelve combinarse de nuevo. El CSCA posee una placa de absorción de la radiación corrugada en forma de V con ángulo de corrugado igual a  $90^\circ$  (Hernández y Quiñonez, 2018; Karim *et al.*, 2014), el objetivo de la placa de corrugado es para que área de contacto de la placa absorbente con el aire que circule sea mayor que cuando se tiene una placa de absorción plano (ver figura 7) (Saha y Sharma, 2018). El CSCA se ha diseñado para ser instalado en una pared vertical del edificio o habitación que esté orientado hacia el norte.

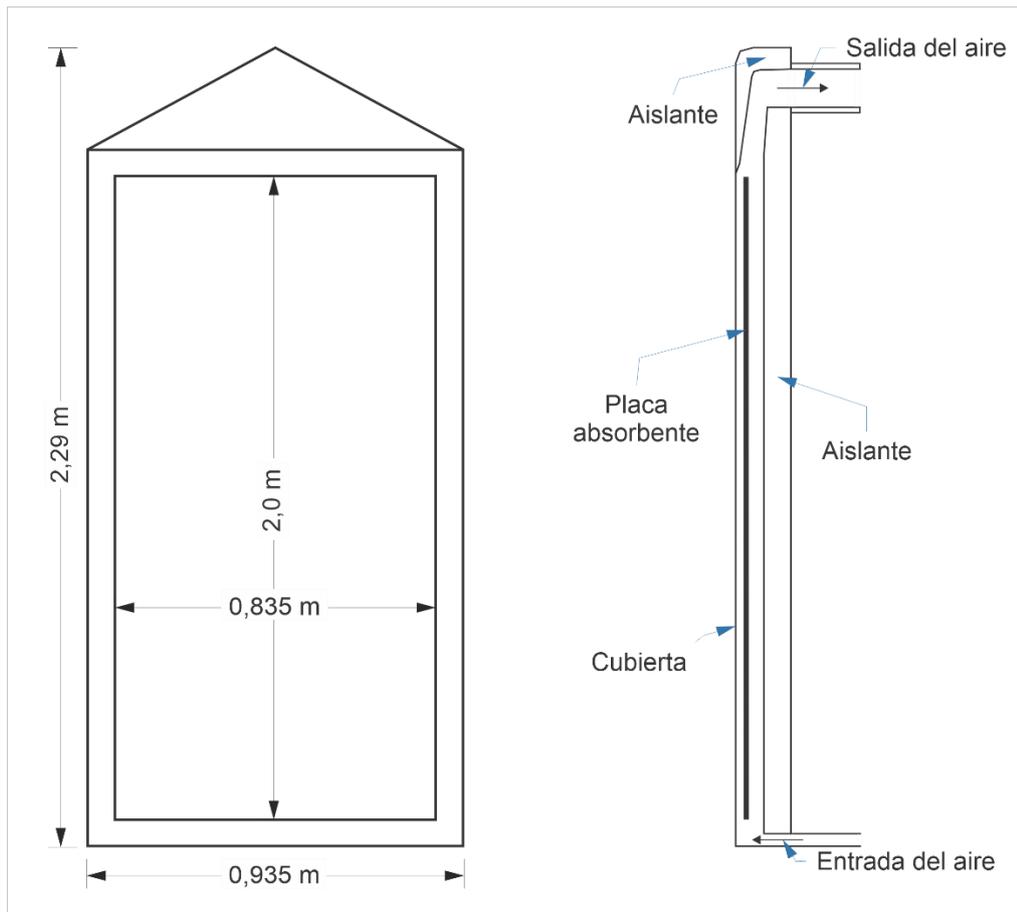


Figura 6. Vista frontal y lateral respectivamente del CSCA diseñado.

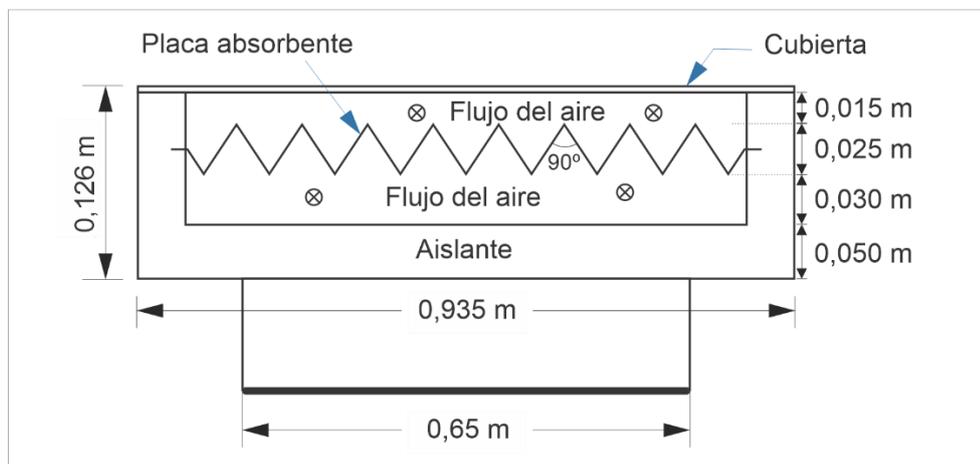


Figura 7. Vista del corte transversal de la entrada del aire del CSCA diseñado.

#### 4.1.2 Construcción del CSCA

En vista a lo mencionado al inicio del capítulo I en cuanto a las características generales de los colectores solares y los materiales utilizados para su fabricación,

detallamos las etapas de fabricación del CSCA tomando como referencia la figura 1, la figura 6 y la figura 7.

La estructura de soporte del colector para este diseño es de madera Pino, se ha escogido principalmente por su bajo costo, su resistencia y por no ser conductor del calor. Se utilizó cola sintética para madera y pernos unir los marcos de la estructura. En total se utilizaron 17 metros de madera Pino de 5 cm x 2,5 cm de longitud, 12 pernos de 2 in, 10 pernos de 3 in y 10 pernos de 1 in. La parte interior del colector (que denominamos Canal 2 en la figura 3) fue recubierto para su aislamiento con lamina de aluminio de 0,2 mm de espesor que desempeña su papel de lámina reflectante y es sellada con silicona multiuso como se aprecia en la figura 8.

La placa absorbente del CSCA diseñado, como ya se mencionó es una placa corrugada en forma de V, con un ángulo de corrugado de  $90^\circ$  y para este caso es fabricado de una plancha de acero inoxidable galvanizado de 1,20 m x 2,0 m de dimensión, de 0,8 mm de espesor. La placa absorbente corrugada se ha pintado por ambos lados con pintura negro mate resistente a altas temperaturas para su mayor absorción del calor con una absorción igual a 0,90. La instalación de la placa absorbente sobre la estructura de soporte del colector se tiene en la figura 9.



*Figura 8.* Construcción de la estructura del CSCA.

La cubierta protectora y transparente del CSCA diseñado, es de una sola cubierta de Policarbonato alveolar transparente que tiene una transmisibilidad aproximadamente igual al del vidrio, resistente a los golpes o fracturas, flexible y ligero, soporta

temperaturas de hasta 130 °C y es económico. Se requiere para el CSCA una lámina de 1 m x 2,10 m y un espesor de 6 mm de espesor. Se ha sellado a la estructura del colector con silicona multiuso.



*Figura 9.* Instalación de la placa absorbente corrugada.

El aislante térmico utilizado para la construcción del CSCA más accesible y económico es el poliestireno. Es un aislante térmico que no se degrada con facilidad y es liviano, sin embargo, es de fácil combustión. El colector tiene 5 cm aislante de poliestireno en la campana donde se junta el aire caliente y el fondo del canal 2 que a su vez ha se colocado una lámina de triplay para que no se deteriore por el calor el aislante. En los laterales del colector se tiene a la madera como aislante que también es de 5 cm de espesor.

En la entrada del colector se tiene una abertura en forma de boquilla de polietileno que tiene un área transversal de 2 cm x 65 cm al cual se le ha envuelto con lamina de aluminio de 0,02 mm de espesor para evitar pérdidas de calor. De la misma forma en la salida del colector se ha acoplado un tubo de PVC de 80 mm de diámetro recubierto con aluminio de 0,02 mm.

La carcasa del CSCA es de una plancha galvanizado de 0,3 mm de espesor y dimensiones de 1,2 m x 2,4 m. las juntas utilizados son perfiles L de aluminio de 3 in y de una longitud de 7 m. Para hacerlo impermeable la superficie exterior se ha

cubierto las juntas con una plancha de aluminio fabricado para techos. Una vez construido cada uno de las partes del novedoso diseño del CSCA, se ha instalado en la pared vertical con orientación hacia el norte en una pequeña habitación tipo caseta hecha de madera, triplay y cartón prensado, cual se observa en la figura 10.



*Figura 10.* CSCA de doble flujo en paralelo que opera por flotación natural instalado verticalmente vista desde dos ángulos distintos.



*Figura 11.* Virutilla de acero utilizado como empaque poroso en el canal 2 de CSCA.

Para el caso de evaluar este mismo CSCA incorporado un empaque poroso en el canal 2, se ha utilizado como empaque poroso a la virutilla de acero número 4 de 2 m de longitud por su precio accesible (ver figura 11) de 96 % aproximadamente (Naphon, 2005). Se insertó esta virutilla en el canal 2 después de hacer las pruebas del CSCA sin el empaque.

#### 4.1.3 Parámetros de diseño del CSCA diseñado y construido

El CSCA diseñado se evaluó su funcionamiento instalado verticalmente en una pared orientado al norte (ángulo acimutal del colector 180°) durante el periodo del 30 de mayo al 23 de junio del año 2018. En la Tabla 3, se tienen los parámetros de diseño necesarias y las propiedades térmicas del CSCA.

Tabla 3

*Dimensiones y propiedades térmicas del colector solar diseñado.*

Área de apertura del captador	1,67 m <sup>2</sup>
Angulo de inclinación del colector	90,0 °
Transmitancia de la cubierta de policarbonato	0,9
Absortancia de la placa absorbente ennegrecido	0,95
Angulo de corrugación de la placa absorbente	90 °
Área transversal de la salida del aire	8,0119×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>

## 4.2 Evaluación de los parámetros de rendimiento del CSCA

### 4.2.1 Evaluación de los parámetros de rendimiento del CSCA de tipo I

En esta sección se tendrá el análisis de los parámetros de operación medidos en la evaluación del funcionamiento del CSCA sin la malla porosa denomina de tipo I, realizada los días 30 de mayo, 31 de mayo, 01 de junio, 02 de junio y 12 de junio de 2018 dado que estos días fueron escogidos por ser días soleados. Todas las pruebas se han realizado desde las 8:00 horas hasta las 16:00 horas del día y los datos se han medio cada 10 minutos. En las figuras: 12, 13, 14, 15 y 16 se presentan la evolución de los parámetros de rendimiento como son, la temperatura del ambiente, de entrada,

de salida, de la placa y la irradiancia solar global que incide sobre el plano vertical del colector correspondientes a los días evaluados respectivamente.

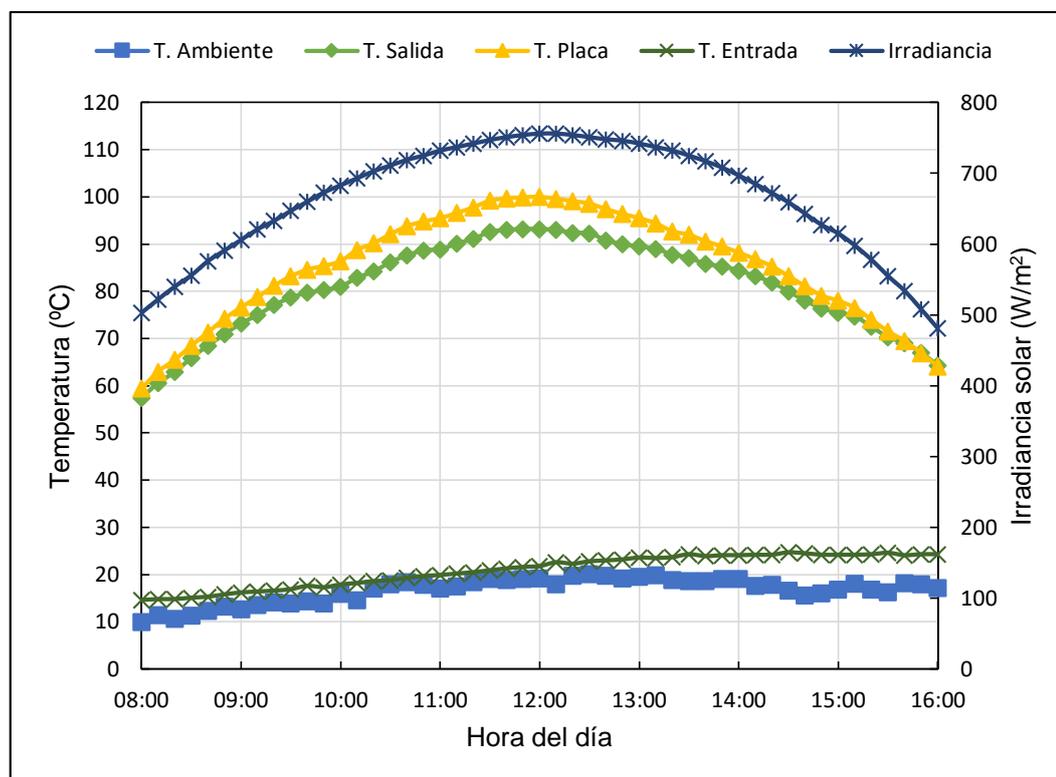


Figura 12. Temperaturas e irradiancia del 30 de mayo de 2018 del CSCA tipo I.

En las figuras del 12 al 16 se observa los valores más importantes para caracterizar un colector solar que son las temperaturas y la irradiancia solar, así la temperatura de la placa absorbente tiende a ser prácticamente igual que la temperatura de la salida del aire al inicio y al final de la medición, pero a mediodía la diferencia de ambas temperaturas aumenta hasta los 7,6 °C. La temperatura ambiente es regularmente la más baja en comparación de las demás temperaturas, en las mañanas es aproximadamente igual a la temperatura de entrada del aire al CSCA y en las tardes se abre una brecha entre la temperatura ambiente y la temperatura de entrada del aire, debido a que la temperatura ambiente disminuye u oscila principalmente por la presencia del viento que circula a una velocidad promedio de 3 m/s.

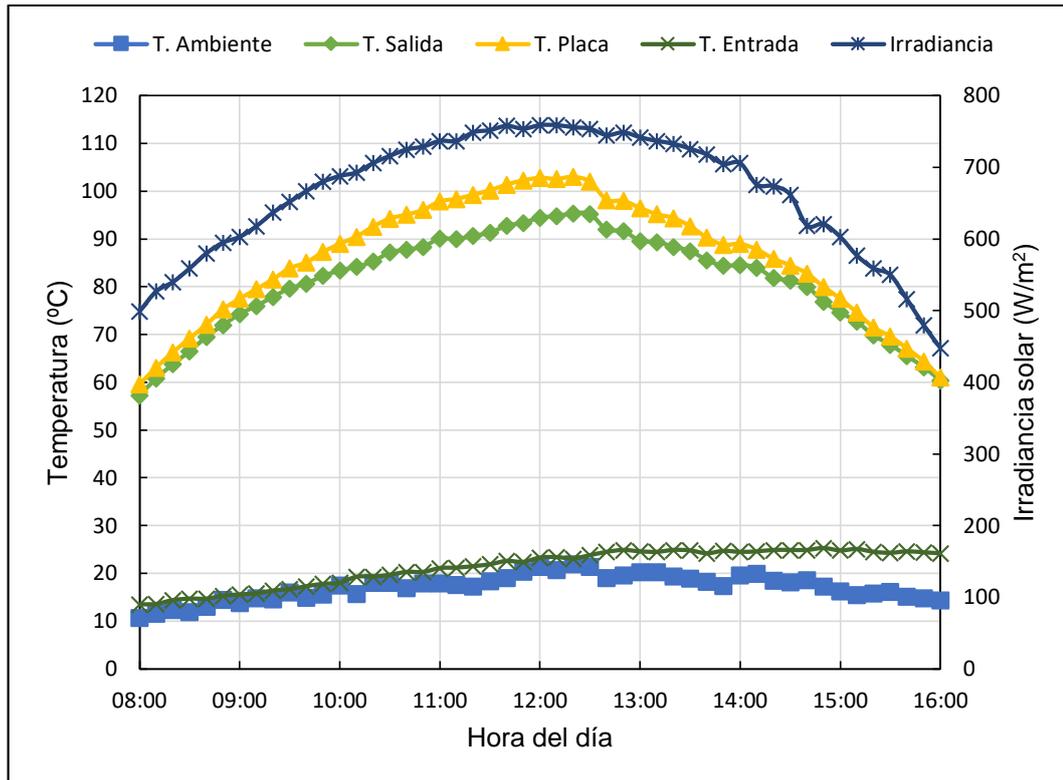


Figura 13. Temperaturas e irradiancia del 31 de mayo de 2018 del CSCA tipo I.

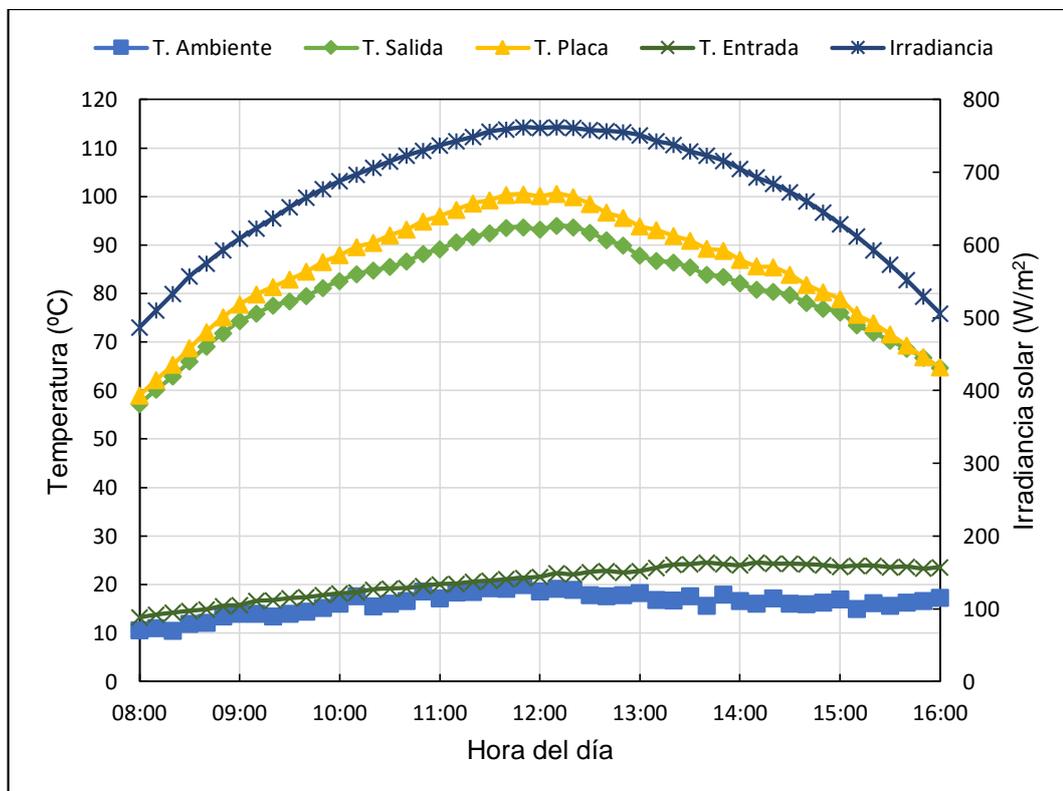


Figura 14. Temperaturas e irradiancia del 01 de junio de 2018, del CSCA tipo I.

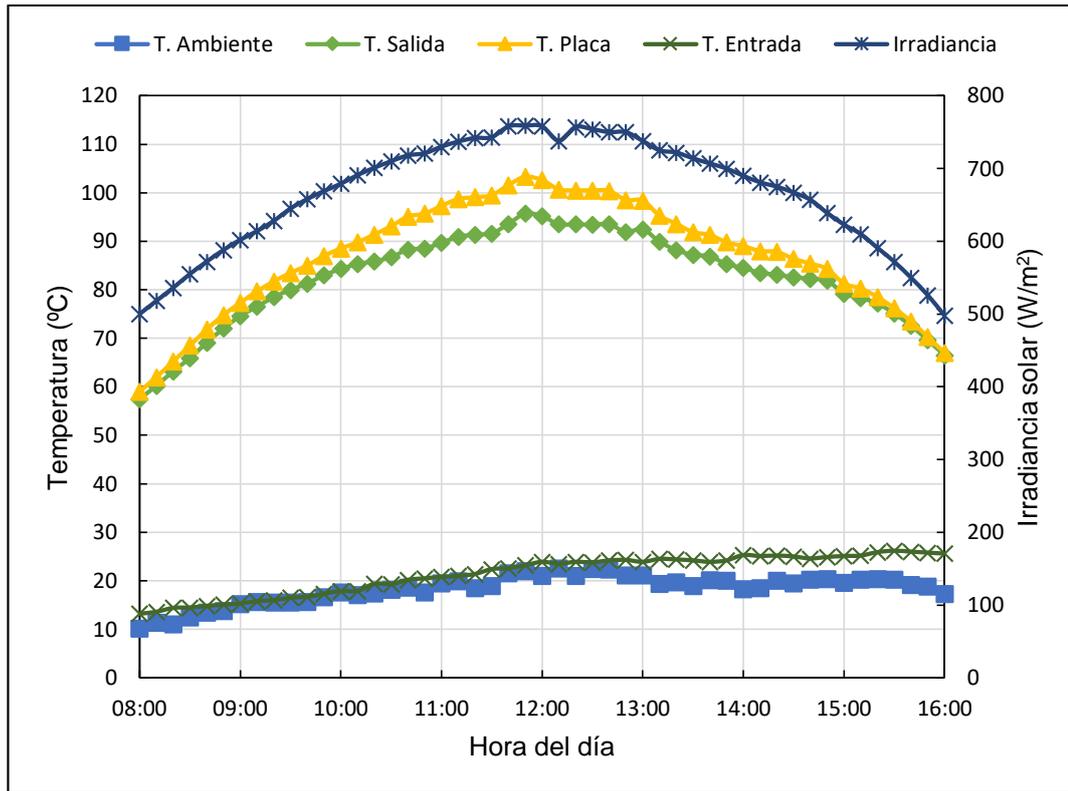


Figura 15. Temperaturas e irradiancia del 02 de junio de 2018, del CSCA tipo I.

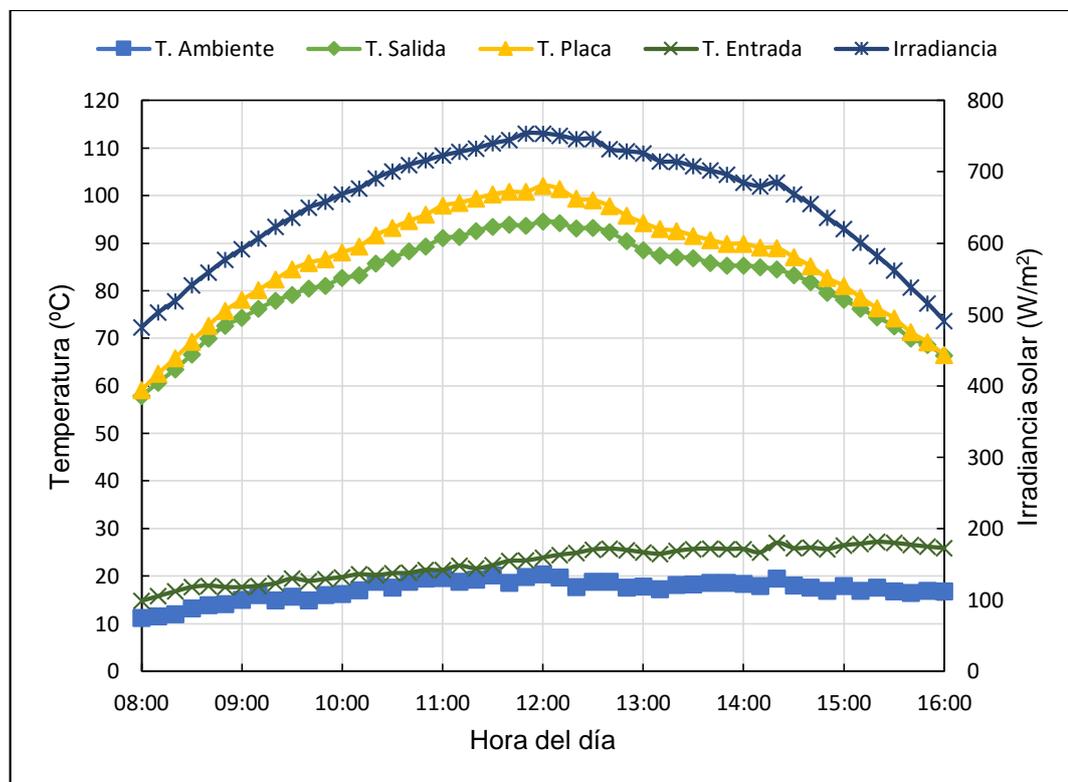


Figura 16. Temperaturas e irradiancia del 12 de junio de 2018, del CSCA tipo I.

La temperatura de entrada del aire permanece constante a partir del mediodía por estar en un ambiente cerrado, y hay veces que disminuye u oscila por la existencia de vientos que mayormente se presentan en las tardes. La radiación solar como ya es conocido al medio día alcanza su valor máximo y es importante resaltar que la temperatura de la placa y de salida del aire están directamente relacionadas con la irradiancia solar, además las variaciones de la radiación solar en el día es debido a la presencia de nubes tipo cirrus, cirrostratos o cirrocúmulos que aparecen cuando el cielo está despejado provocando aumento por la radiación reflejada en ellos o disminución al cubrir total o parcialmente el sol que para este CSCA fueron escasos.

Lo relevante de los parámetros medidos son también los valores máximos y mínimos alcanzados en el día, que se muestra en la tabla 4. Cabe precisar que los valores máximos evidentemente se presentan al medio día y los valores mínimos al inicio y al final del intervalo de la toma de datos. Es importante señalar de la tabla 3, que la irradiancia solar global en el plano vertical del CSCA (tipo I) oscila en promedio entre 479,2 a 758 W/m<sup>2</sup>, la temperatura de la placa absorbente varía en promedio desde 59,2 a 101,8 °C, la temperatura de salida del aire del colector varía en promedio desde 57,4 a 94,6 °C, la temperatura de entrada del aire varía en promedio desde 13,9 a 25,6 °C y que la temperatura ambiente en este periodo oscila en promedio entre 10,5 °C a 21,0 °C.

Tabla 4

*Valores máximos y mínimos de la recolección de datos para el CSCA tipo I.*

Fecha	T. Ambiente (°C)		T. Salida (°C)		T. Placa (°C)		T. Entrada (°C)		Irradiancia (W/m <sup>2</sup> )	
	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
<b>30-mayo</b>	10,0	20,1	57,4	93,2	59,4	100,0	14,6	24,7	481	756
<b>31-mayo</b>	10,7	21,9	57,3	95,4	59,6	103,0	13,5	25,3	448	759
<b>01-junio</b>	10,5	19,9	57,2	94,0	59,0	100,6	13,2	24,5	487	762
<b>02-junio</b>	10,2	22,6	57,5	95,7	59,0	103,3	13,2	26,2	498	759
<b>12-junio</b>	11,2	20,4	57,9	94,6	59,1	102,1	14,8	27,2	482	754
<b>Promedio</b>	<b>10,5</b>	<b>21,0</b>	<b>57,5</b>	<b>94,6</b>	<b>59,2</b>	<b>101,8</b>	<b>13,9</b>	<b>25,6</b>	<b>479,2</b>	<b>758,0</b>

Por otra parte, en la figura 17 se muestra las tendencias de la velocidad del aire de salida durante los cinco días, comparando con la temperatura ambiente, la temperatura de entrada y la temperatura de salida del aire, en él se observa las tendencias diarias en el cual la velocidad del aire alcanza su valores máximos comprendidos entre 2 m/s a 2,1 m/s desde las 9:20 a 13:40 horas alcanzando su valor máximo de 2,1 m/s al mediodía, además se observa que la velocidad del aire en la mañana aumenta rápidamente empezando desde 1,5 m/s a las 8:00 horas y luego pasado el mediodía la velocidad del aire disminuye de modo que a las 16:00 horas la velocidad promedio del aire es de 1,4 m/s. La disminución de la velocidad del aire pasado el mediodía inferimos que es a causa de que la temperatura ambiente disminuye en comparación a la temperatura de entrada, en otras palabras, en las tardes existe mayor pérdida de calor del colector que por las mañanas esto debido a la presencia de vientos.

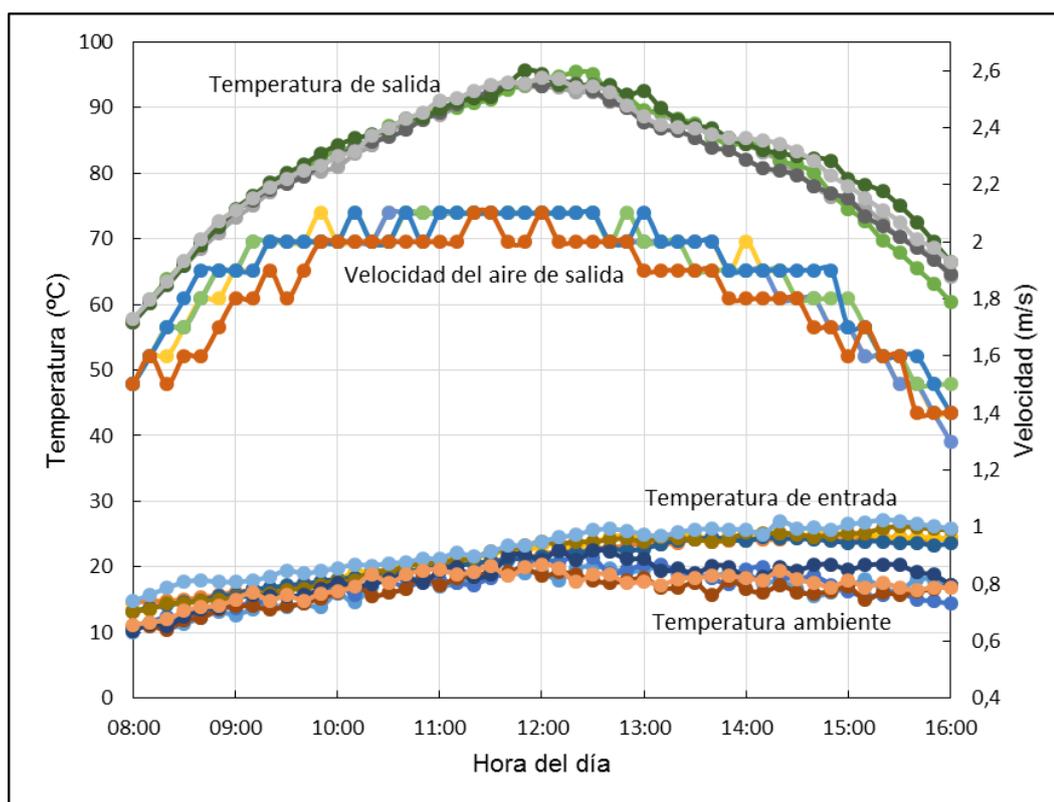


Figura 17. Temperaturas de salida, de entrada, del ambiente y la velocidad del aire de salida del CSCA tipo I.

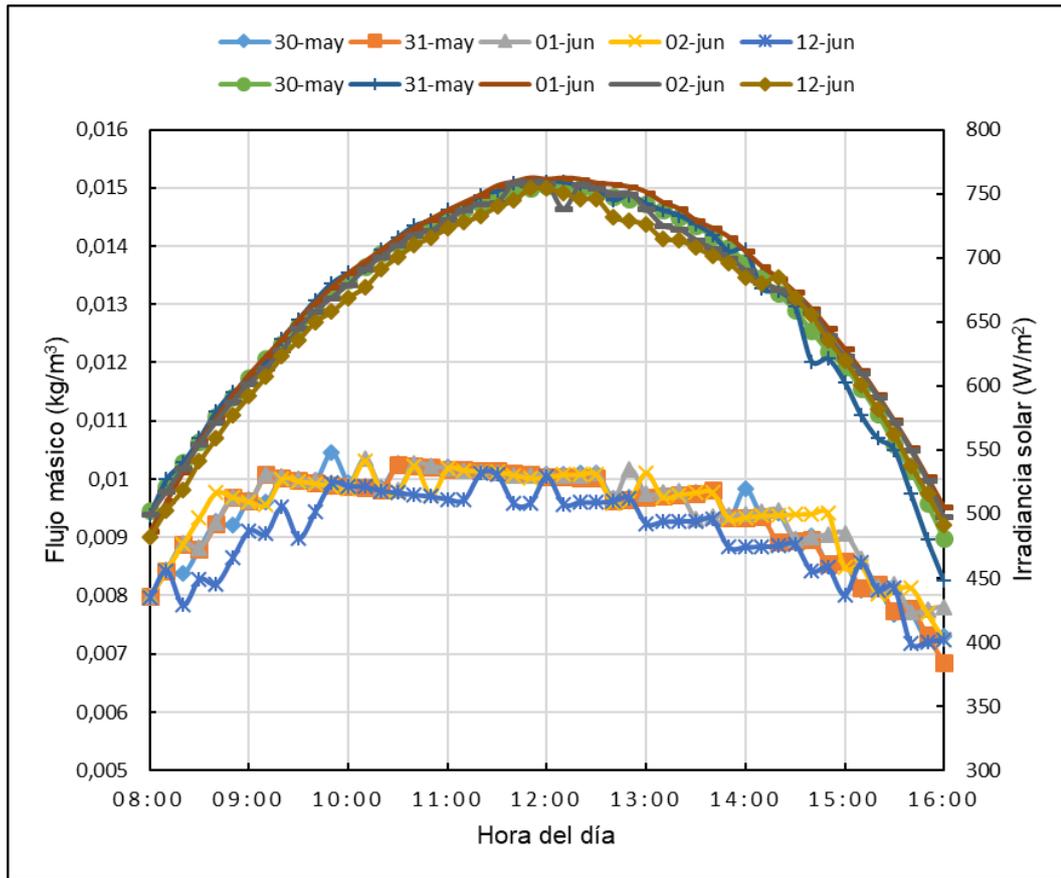


Figura 18. Flujo másico en el conducto de salida del CSCA tipo I.

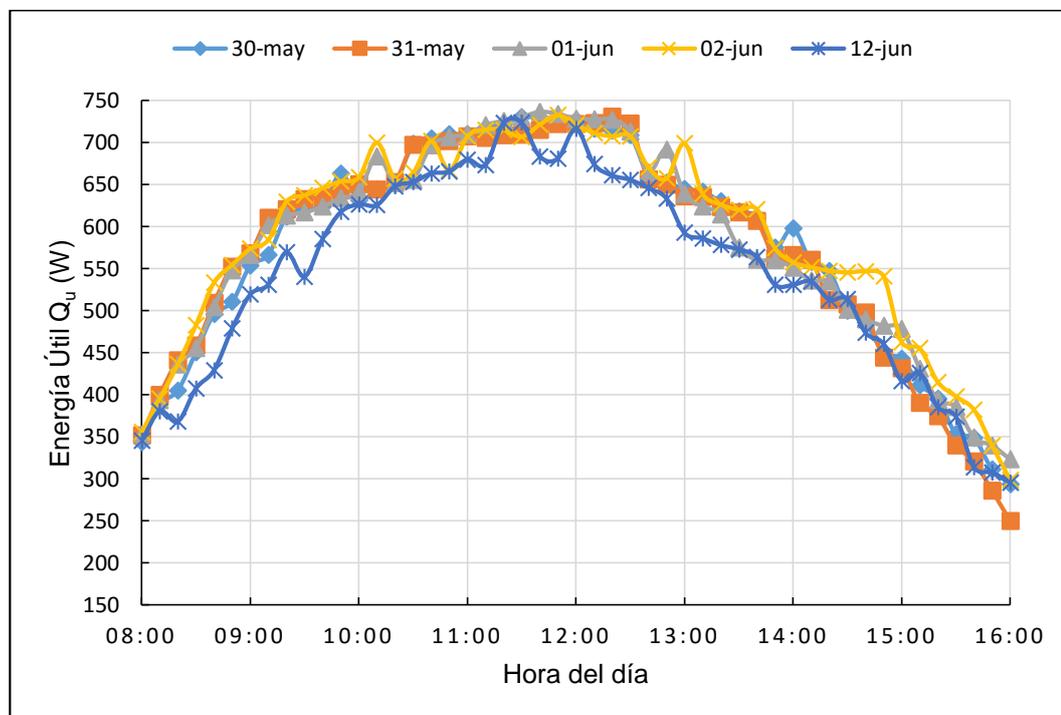


Figura 19. Ganancia de la energía útil del CSCA de tipo I de los cinco días.

Otro parámetro importante es el flujo másico que se calcula con las ecuaciones (36) y (37), las tendencias diarias del flujo másico en función de la hora del día comparado con la radiación solar se muestran en la figura 18, en donde es importante mencionar que el flujo másico depende directamente de la velocidad de aire y el comportamiento es similar a la irradiancia solar pues a mayor irradiancia solar mayor flujo de masa, el flujo de masa varía desde 0,0069 kg/s hasta 0,0103 kg/s, los valores mínimos se tienen durante las primeras y últimas horas y el valor máximo es al mediodía, su valor promedio es 0,0094 kg/s durante los cinco días.

En la figura 19 se muestra la evolución temporal de la ganancia de la energía útil en el periodo medido alcanzando un valor máximo promedio de 722,56 W al mediodía y un valor promedio durante los cinco días de 572,38 W, además se tiene una notable disminución de la energía útil ganado en las tardes puesto que existe frecuentemente la presencia de vientos. Por otra parte, es importante resaltar que  $Q_u$  es muy sensible con la temperatura de entrada y salida del aire ya que los cálculos del calor específico del aire se han realizado tomando el promedio la temperatura de entrada y salida del colector por lo que en una variación considerable de cualquiera de estas temperaturas será causal de estimaciones con errores.

#### **4.2.2 Análisis de los parámetros de rendimiento del CSCA de tipo II**

El registro de los datos durante el funcionamiento del CSCA de tipo II el cual es el CSCA de tipo I con la virutilla de metal instalado en el canal 2, se efectuó los días 17 de junio, 19 de junio, 20 de junio, 21 de junio, y 23 de junio de 2018, estos días se han elegido por ser días soleados o parcialmente soleados. Todas las pruebas se han realizado de la misma forma que para el CSCA tipo I desde las 8:00 horas hasta las 16:00 horas del día y los datos se han medio cada 10 minutos.

En las figuras: del 20 al 24 se presentan la evolución de los parámetros de rendimiento que son, las temperaturas, del ambiente, de entrada, de salida, de la placa y la irradiancia solar global en el plano vertical del colector, para cada día de funcionamiento en función de la hora del día y comparados con la irradiancia solar medido el plano vertical del colector.

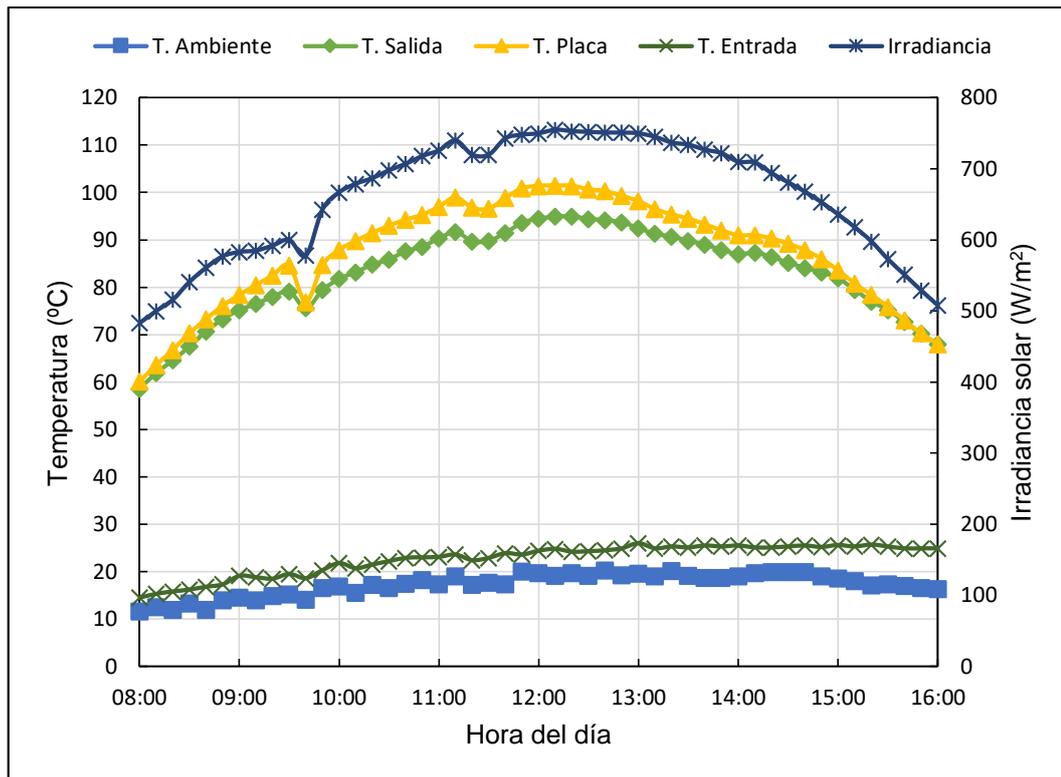


Figura 20. Temperaturas e irradiancia del 17 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

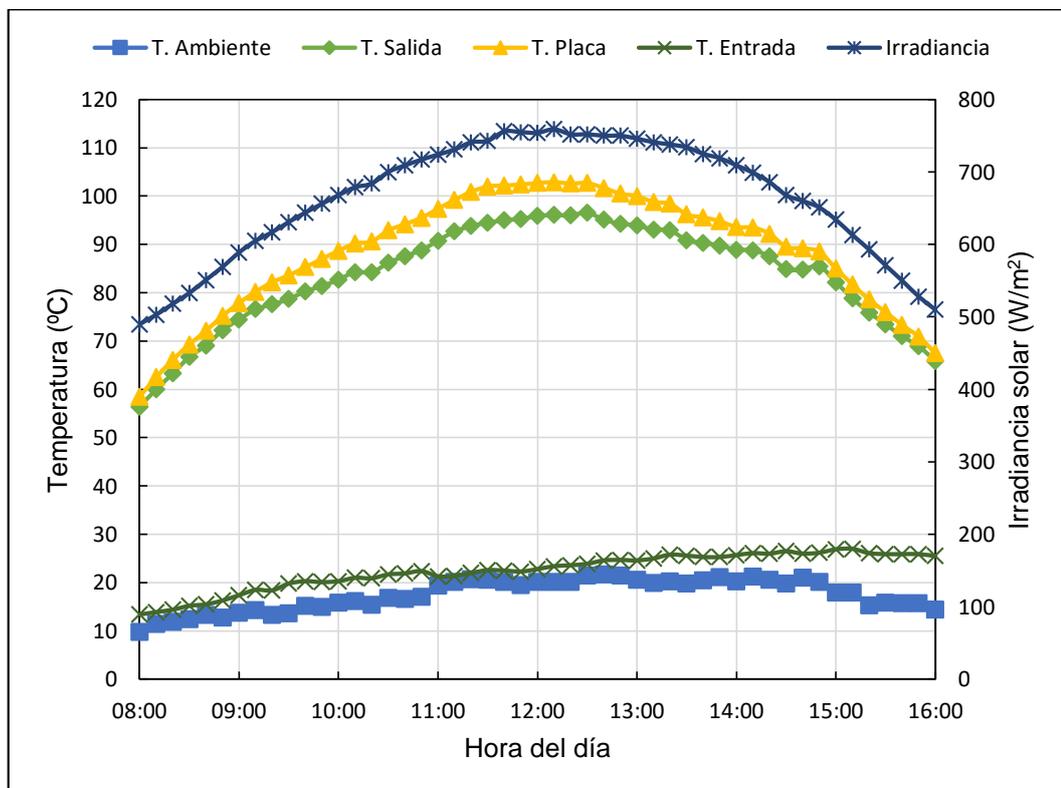


Figura 21. Temperaturas e irradiancia del 19 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

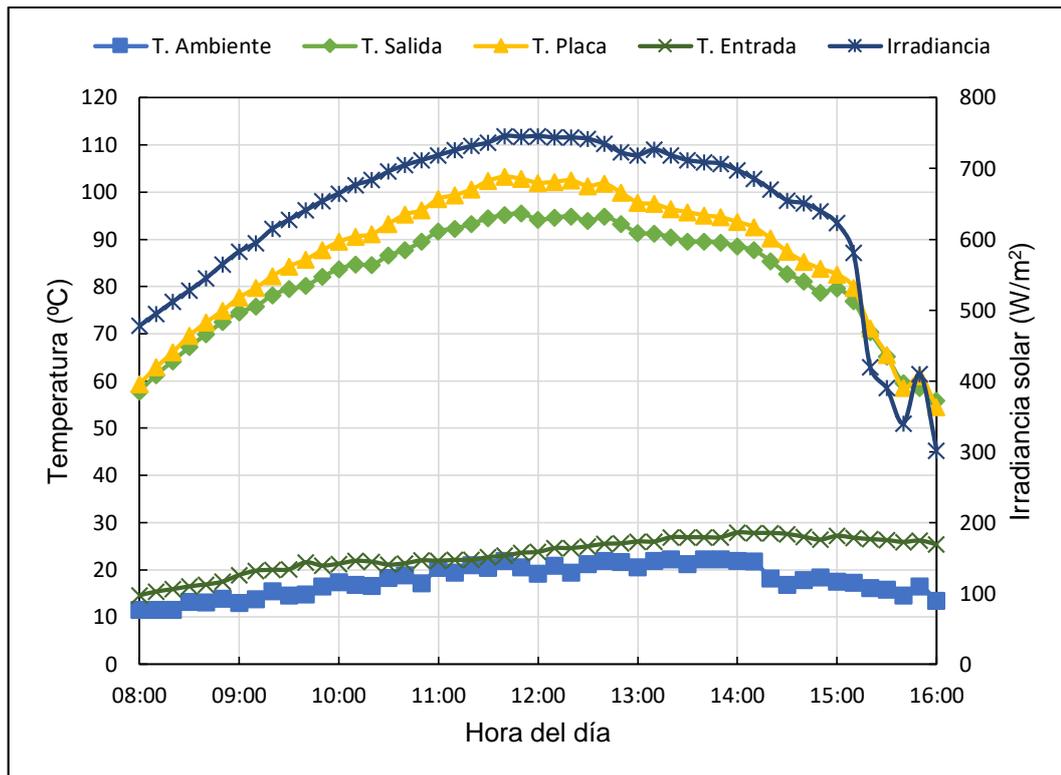


Figura 22. Temperaturas e irradiancia del 20 de junio de 2018, del CSCA tipo II.

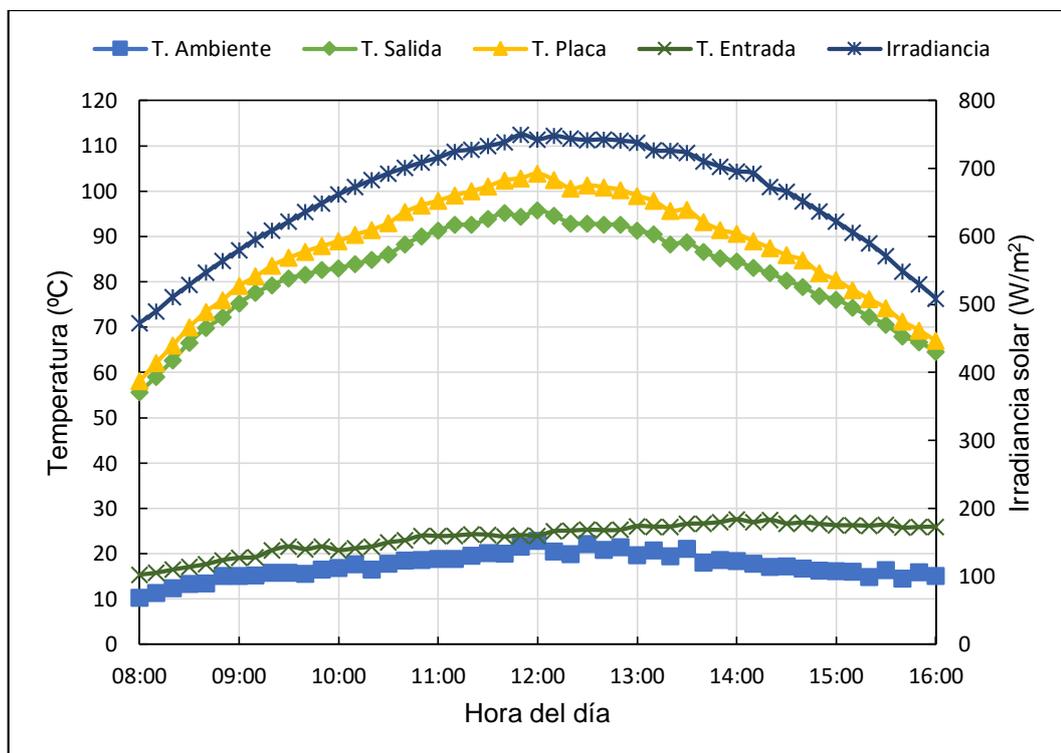


Figura 23. Temperaturas e irradiancia del 21 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

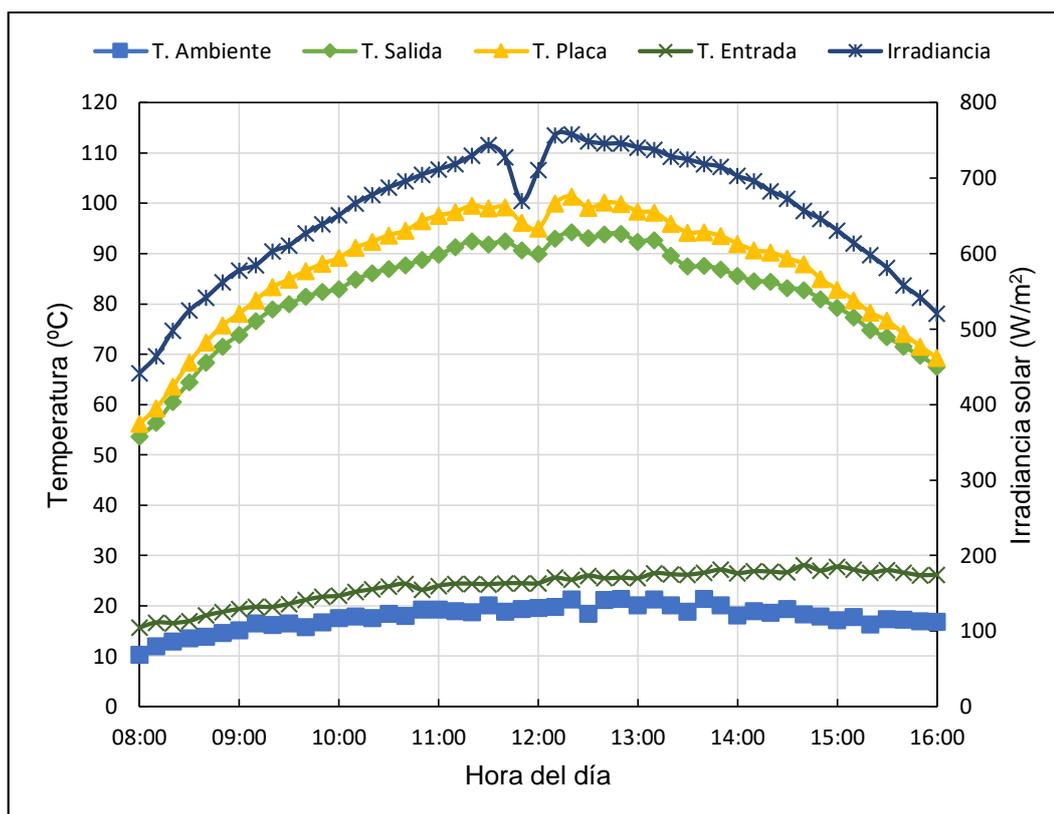


Figura 24. Temperaturas e irradiancia del 23 de junio de 2018, del CSCA tipo II.

Examinando los parámetros térmicos del CSCA de tipo II, se observa ligeras variaciones con respecto al CSCA de tipo I, en ese sentido cabe precisar que la temperatura de la placa absorbente tiende a ser prácticamente igual que la temperatura de la salida del aire al inicio y al final de la medición, pero a mediodía la diferencia de ambas temperaturas aumenta en este caso hasta 8,1 °C ligeramente mayor que el colector de tipo I. La temperatura ambiente es similar caso del CSCA de tipo I, en las mañanas es aproximadamente igual a la temperatura de entrada del aire al colector y en las tardes se abre una brecha entre la temperatura ambiente y la temperatura de entrada del aire, debido a que la temperatura ambiente disminuye u oscila principalmente por la presencia del viento que circula a una velocidad promedio de 3 m/s.

La temperatura de entrada del aire permanece constante a partir del mediodía por estar en un ambiente cerrado, y hay veces que disminuye u oscila por la existencia de vientos que mayormente se presentan en las tardes. La radiación solar como se conoce al medio día alcanza su valor máximo y es importante resaltar que la temperatura de la placa y de salida del aire están directamente relacionadas con la

irradiancia solar, además las variaciones de la radiación solar en el día es debido a la presencia de nubes tipo cirrus, cirrostratos o cirrocúmulos que aparecen cuando el cielo está despejado provocando aumento por la radiación reflejada en ellos o disminución al cubrir total o parcialmente el sol como lo que ocurrió pasado las 15: horas del día 20 de junio, a las 11:50 horas del día 23 de junio y las 9:40 del día 17 de junio en los cuales hubo una clara caída en los parámetros medidos, por lo que para fines de cálculos se ha prescindido de las mediciones del día 20 de junio.

Otro punto en lo que se refiere a los parámetros registrados de igual forma que para el tipo I, son por un lado los valores máximos y mínimos alcanzados en el día, que se muestra en la tabla 5. Los valores máximos obviamente se presentan al medio día y los valores mínimos al inicio y al final del intervalo de la toma de datos. Es importante señalar a partir de la tabla 4, que la irradiancia solar global en el plano vertical del CSCA (tipo I) oscila en promedio entre 461,5 a 755,5 W/m<sup>2</sup>, la temperatura de la placa absorbente varía en promedio desde 58,2 a 102,4 °C, la temperatura de salida del aire del colector varia en promedio desde 56,1 a 95,4 °C, la temperatura de entrada del aire varia en promedio desde 14,8 a 27,2 °C y que la temperatura ambiente en este periodo oscila en promedio entre 10,5 °C a 21,6 °C.

Tabla 5

*Valores máximos y mínimos de la recolección de datos para el CSCA tipo II.*

Fecha	T. Ambiente (°C)		T. Salida (°C)		T. Placa (°C)		T. Entrada (°C)		Irradiancia (W/m <sup>2</sup> )	
	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
<b>17-junio</b>	11,6	20,3	58,6	95,0	60,1	101,5	14,5	26,0	483	755
<b>19-junio</b>	9,8	21,7	56,5	96,6	58,5	102,9	13,4	27,0	448	759
<b>20-junio</b>	11,6	22,3	55,9	95,5	54,5	103,3	14,6	27,9	302	746
<b>21-junio</b>	10,3	22,9	55,6	95,8	58,1	103,9	15,4	27,6	473	750
<b>23-junio</b>	10,3	21,4	53,7	94,3	56,2	101,4	15,7	28,1	442	758
<b>Promedio</b>	<b>10,5</b>	<b>21,6</b>	<b>56,1</b>	<b>95,4</b>	<b>58,2</b>	<b>102,4</b>	<b>14,8</b>	<b>27,2</b>	<b>461,5</b>	<b>755,5</b>

De la comparación de los resultados máximos y mínimos para las temperaturas del ambiente, de salida, de entrada del aire y de la placa absorbente mostrados en la figura 25, observamos que a pesar que la irradiancia solar en el periodo de pruebas del CSCA de tipo II es menor que el CSCA de tipo I, en el colector de tipo II la placa absorbente alcanza mayor temperatura máxima promedio que el colector de tipo I. En cambio, las condiciones ambientales son muy similares ya que las temperaturas ambientales son prácticamente iguales en ambos casos.

Por otra parte, en la figura 26, se muestra las tendencias de los valores medidos durante los cinco días de la velocidad de salida del aire del CSCA tipo II comparando con la temperatura ambiente, la temperatura de entrada y la temperatura de salida del aire, en la cual se observa que la velocidad alcanza sus valores máximos diario que es 2 m/s entre las 10:40 a 13:00 horas, además se observa que la velocidad en la mañana aumenta rápidamente empezando desde 1,3 m/s a las 8:00 horas y luego pasado el mediodía esto disminuye a las 16:00 horas a una velocidad promedio de 1,3 m/s por razones de que en las tardes existe mayor pérdida de calor que en la mañana.

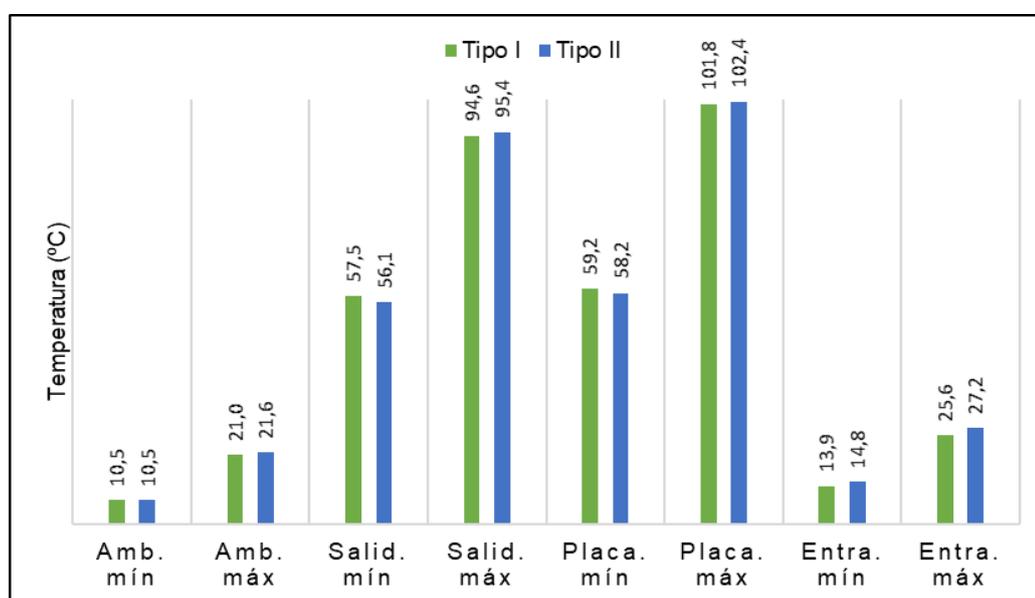


Figura 25. Comparación de las temperaturas máximas y mínimas de los CSCAs de tipo I y tipo II.

Con respecto al flujo másico, de igual forma que para el CSCA de tipo I, el flujo másico se calcula con las ecuaciones (36) y (37), los cuales en función a la hora del

día y comparado con la radiación solar se muestran en la figura 27, en el cabe destacar que el flujo másico depende directamente de la velocidad de aire y del comportamiento de la irradiancia solar.

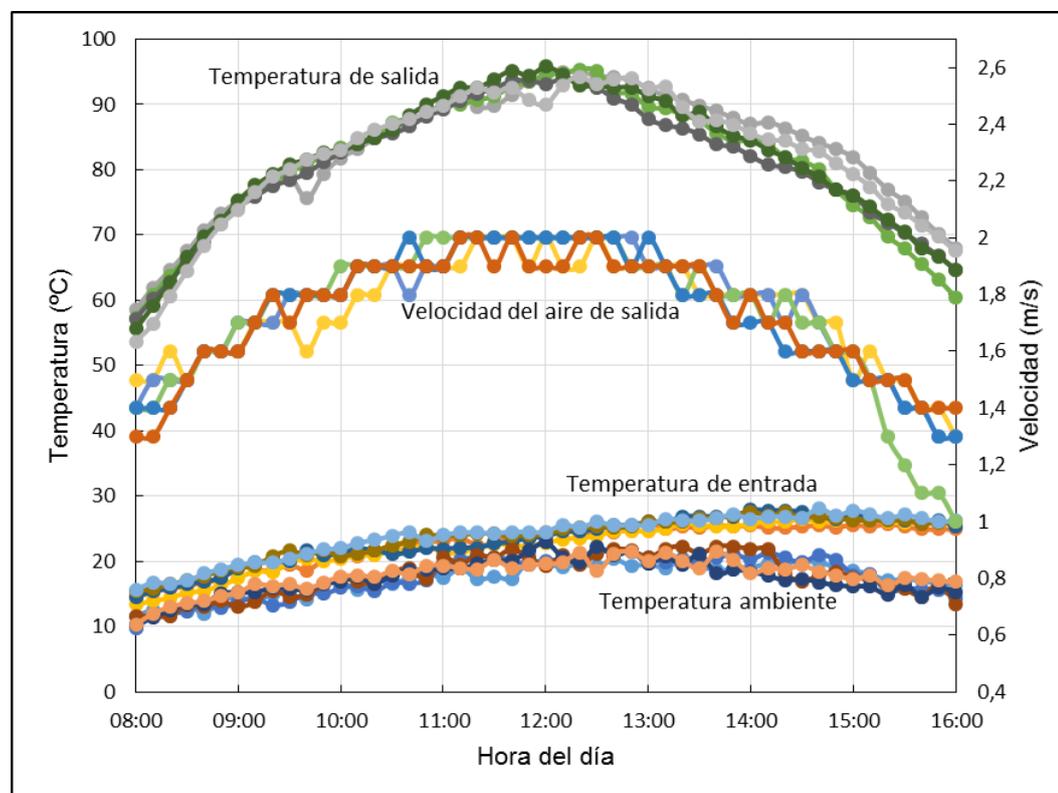


Figura 26. Temperaturas de salida, de entrada, del ambiente y la velocidad del aire de salida del CSCA tipo II.

El flujo de masa varía desde 0,0078 kg/s hasta 0,0097 kg/s alcanzando sus valores máximos entorno al mediodía por un periodo corto, su valor promedio del flujo de masa para este tipo de colector es 0,0086 kg/s, los valores mínimos se tienen durante las primeras y últimas horas. Comparando los flujos másicos de ambos tipos de colectores se llega a distinguir que el colector de tipo I tiene mayor flujo másico promedio para días soleados, además el flujo de masa es muy sensible a la velocidad del aire. En relación a la ganancia de la energía útil para el CSCA de tipo II, en la figura 28 se muestra la evolución temporal de la ganancia de la energía útil en el periodo medido, alcanzando un valor máximo promedio de 676,0 W al mediodía y un valor promedio durante los cuatro días soleados de 523,09 W, además para este caso no se tiene una notable disminución de la energía útil ganado en las tardes a pesar de que existe frecuentemente la presencia de vientos.

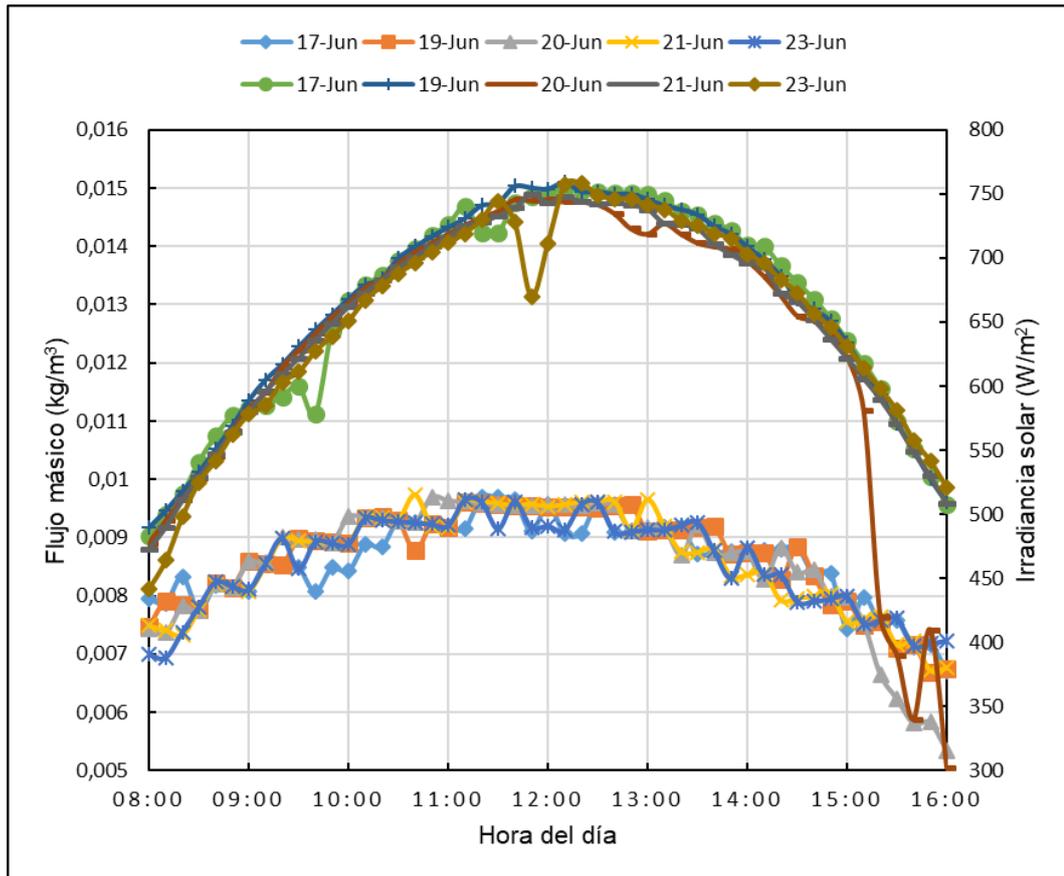


Figura 27. Flujo másico en el conducto de salida del CSCA tipo II.

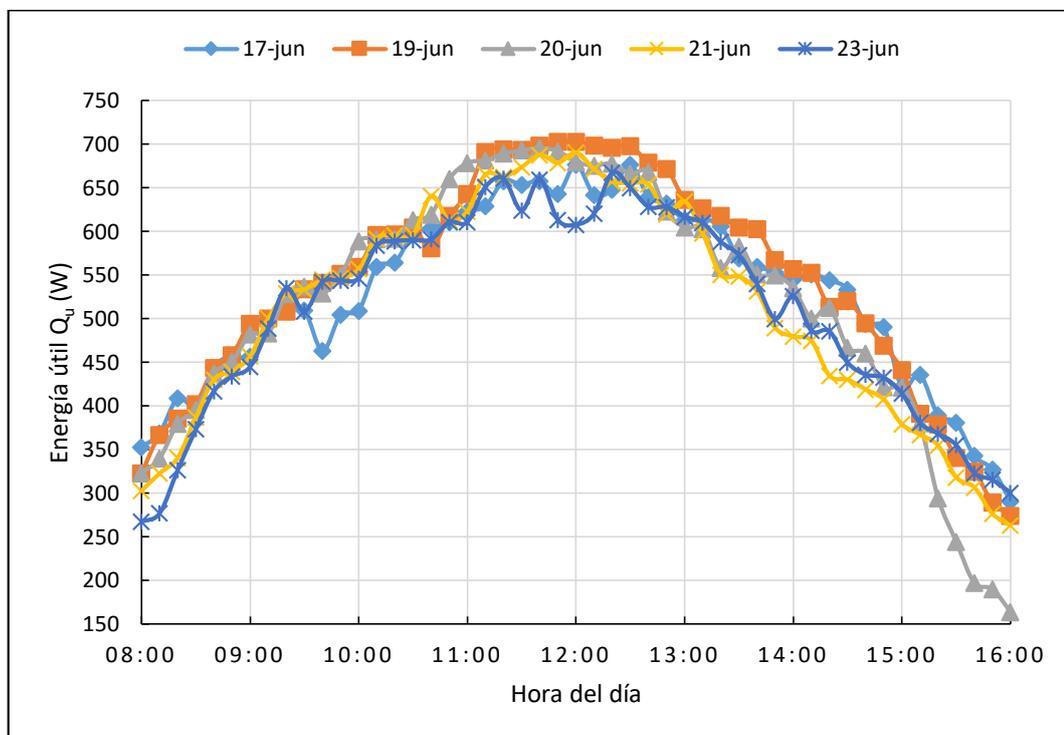


Figura 28. Ganancia de la energía útil del CSCA de tipo II de los cinco días.

Por otra parte, es importante resaltar que  $Q_u$  es muy sensible con la temperatura de entrada y salida del aire ya que los cálculos del calor específico del aire se han realizado tomando el promedio la temperatura de entrada y salida del colector por lo que en una variación considerable de cualquiera de estas temperaturas será causal de estimaciones con errores. Ahora bien, si comparamos los promedios del calor ganado útil de ambos colectores llegamos a la conclusión de que el CSCA de tipo I gana más calor en un 49,29 W en promedio que el colector de tipo II.

#### 4.4 Eficiencia del CSCA de tipo I y II

##### 4.4.1 Eficiencia del CSCA de tipo I

Para calcular la eficiencia térmica utilizamos las ecuaciones (33) y (34). Por un lado lo nombraremos eficiencia térmica teórica instantánea al determinado por la cuarta expresión de la ecuación (33), y por otro lado la eficiencia térmica instantánea obtenida mediante la ecuación (34) lo denominaremos eficiencia experimental.

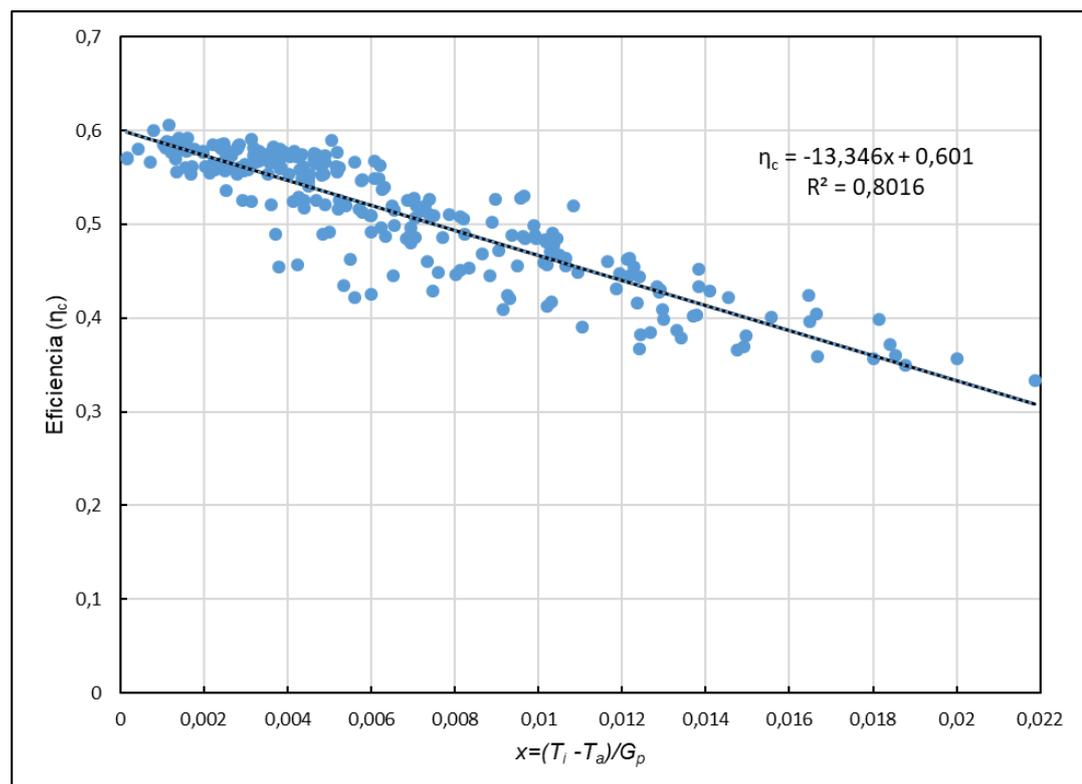


Figura 29. Curva de la eficiencia térmica instantánea del CSCA de tipo I.

Para calcular la eficiencia térmica instantánea experimental como se mencionó, se representa la eficiencia térmica como función de la variable  $(T_i - T_a)/G_p$ , y luego se

realiza el ajuste de curva de mínimos cuadrados con el fin de obtener la función lineal que se muestra en la figura 29. De acuerdo a los resultados de mostrados en la figura 29 el ajuste es significativo ya que  $R^2 = 0,8$ , y la curva de la eficiencia térmica instantánea de este colector solar de Tipo I que opera por convección natural es:

$$\eta_c = 0,601 - 13,346 \frac{(T_i - T_a)}{G_p} \quad (41)$$

El valor  $\eta_0 = 0,601$  es la eficiencia máxima que puede obtenerse de este CSCA de tipo I, que representa el rendimiento óptico del colector y sólo depende de las características con las que está fabricado el colector. El valor  $\eta_t = -13,346$  es el factor de pérdidas de calor que representa el producto del factor de remoción de calor  $F_R$  por el coeficiente total de pérdidas de calor del colector  $U_L$ , su valor depende de las características térmicas del CSCA como por ejemplo la conductividad térmica o factores ambientales que intervienen principalmente en las pérdidas por radiación.

Para analizar la calidad del ajuste entre los valores teóricos y los valores experimentales determinamos la raíz cuadrada del error cuadrático medio RMSE y el valor porcentual de la raíz cuadrada del error cuadrático medio RMSE% definidos por:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_i^N (x_{t,i} - x_{e,i})^2}{N}} \quad (42)$$

$$RMSE\% = \sqrt{\frac{\sum_i^N \left(\frac{x_{t,i} - x_{e,i}}{x_{t,i}}\right)^2}{N}} 100\% \quad (43)$$

Donde  $x_{t,i}$  y  $x_{e,i}$  corresponden a los valores teóricos y los valores experimentales respectivamente. Estos errores cuantifican la desviación media de los valores teóricos respecto a los valores experimentales. Para el CSCA de tipo I el RMSE de la eficiencia es de 0,0294 en porcentaje 2,94 %, y la RMSE% de la eficiencia fue calculada con un 6,3630 %. Es decir que la curva de la eficiencia instantánea de este colector de tipo I fue obtenida experimentalmente para estima su eficiencia con un error promedio de 6 % para condiciones de tiempo de días soleados. La eficiencia térmica diaria promedio es de  $0,511 \pm 0,0294$  o  $51,1 \pm 2,6$  %, esto indica que el CSCA

de tipo I que opera por convección natural tiene un muy buen rendimiento termoenergético puesto que proporciona una gran cantidad de energía térmica completamente pasiva sin requerir una energía adicional al sistema, y que estos valores de la eficiencia térmica están de acuerdo con resultados reportados por otros autores (Hernández y Quiñonez, 2018), (Saha y Sharma, 2018; Sharma y Saha, 2017) y (Cuzminschi *et al.*, 2018).

En las figuras: del 30 al 34, se muestran la eficiencia térmica diaria tanto teórica como la experimental junto con el flujo de masa para los cinco días en el que realizó la prueba. Lo más importante que se puede observar es que existe una semejanza entre el valor teórico y el valor experimental de la eficiencia para todos los días, con una tendencia en que al inicio de cada prueba existe una clara mayor diferencia que probablemente sea al perturbar el ambiente al iniciar el registro de datos. Por otro lado también se aprecia como varía diariamente el flujo másico el cual como es conocido tiene un límite máximo que alcanza al mediodía y en promedio el flujo másico es 0,0094 kg/s. Así pues, la eficiencia evoluciona durante el día al mismo ritmo que el flujo de masa.

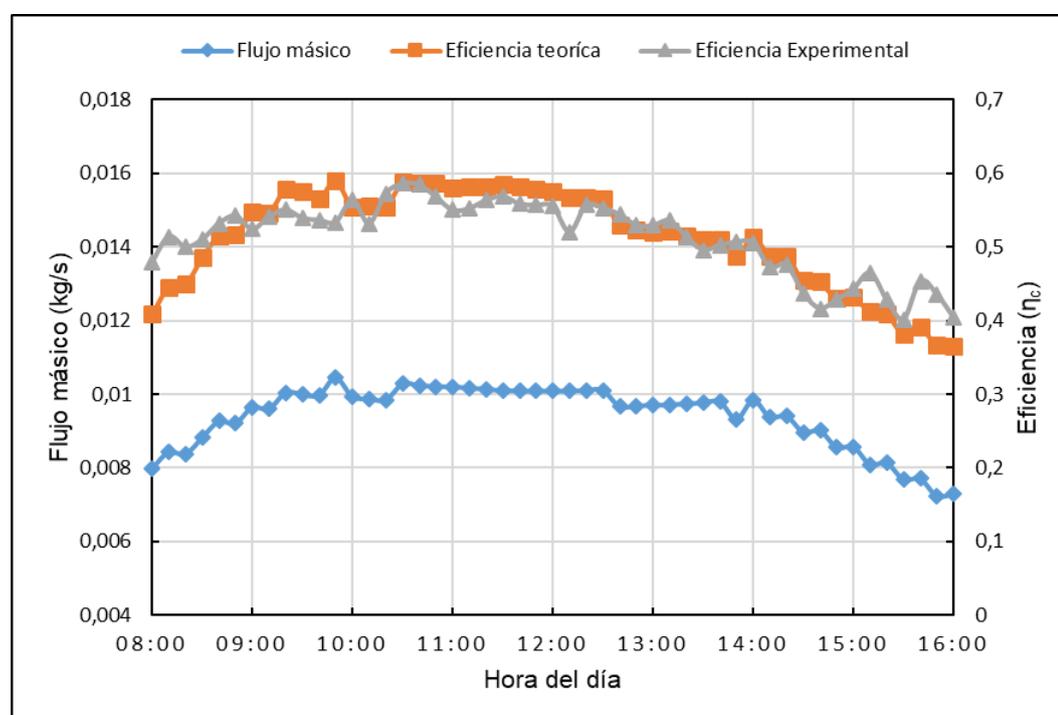


Figura 30. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 30 de mayo de 2018 del CSCA tipo I.

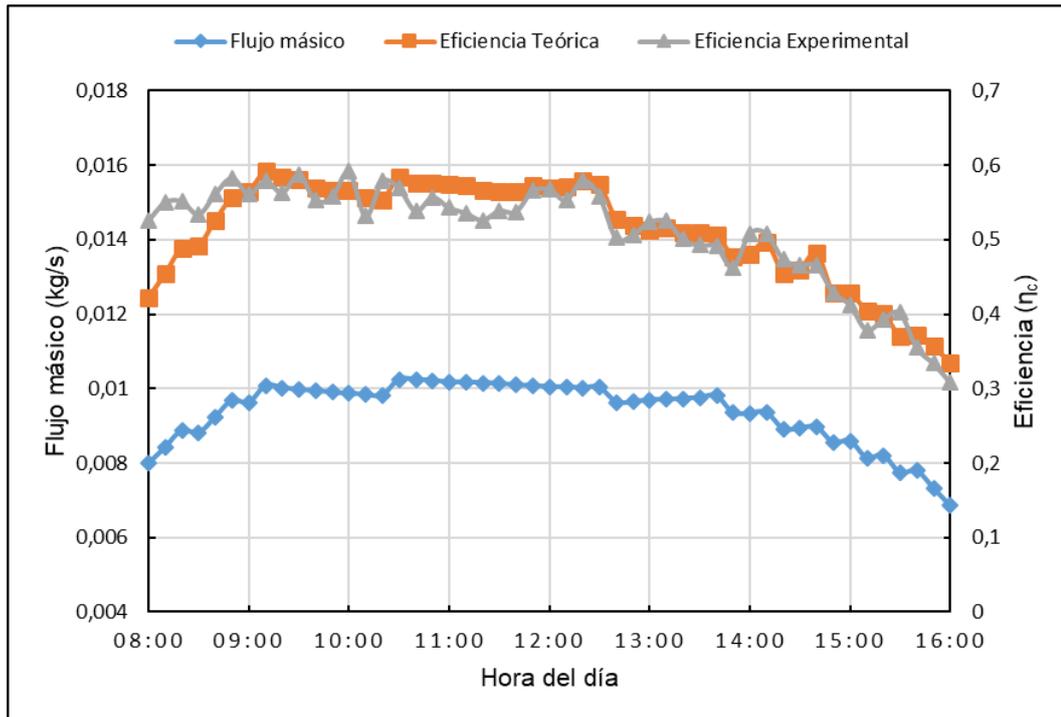


Figura 31. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 31 de mayo de 2018 del CSCA tipo I.

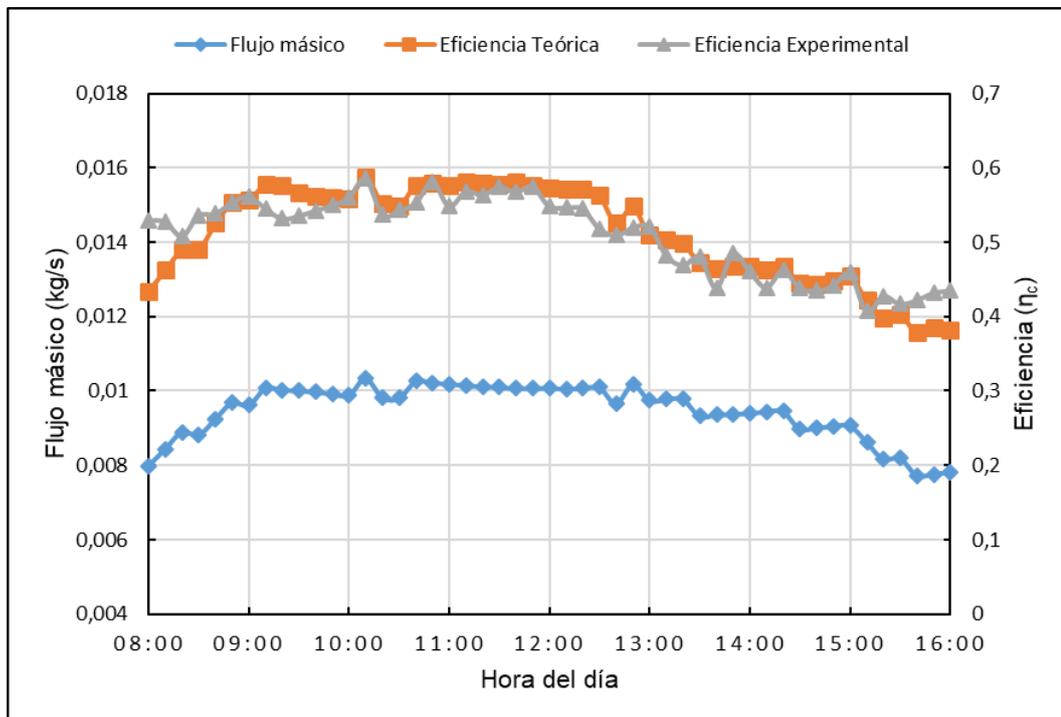


Figura 32. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 01 de junio de 2018 del CSCA tipo I.

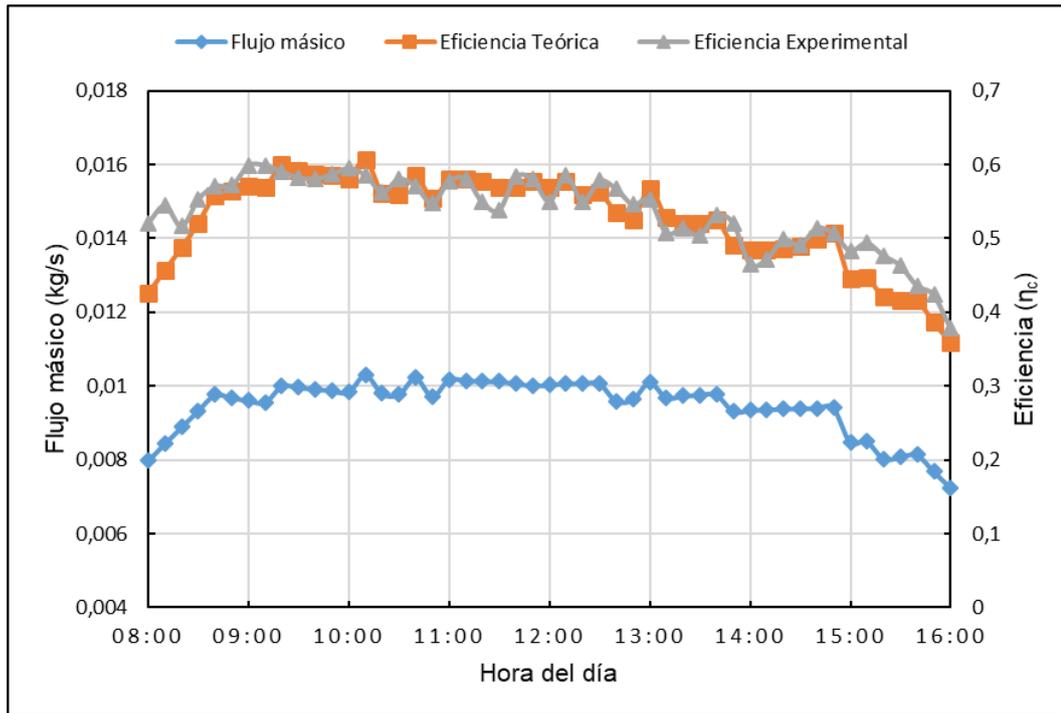


Figura 33. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 02 de junio de 2018 del CSCA tipo I.

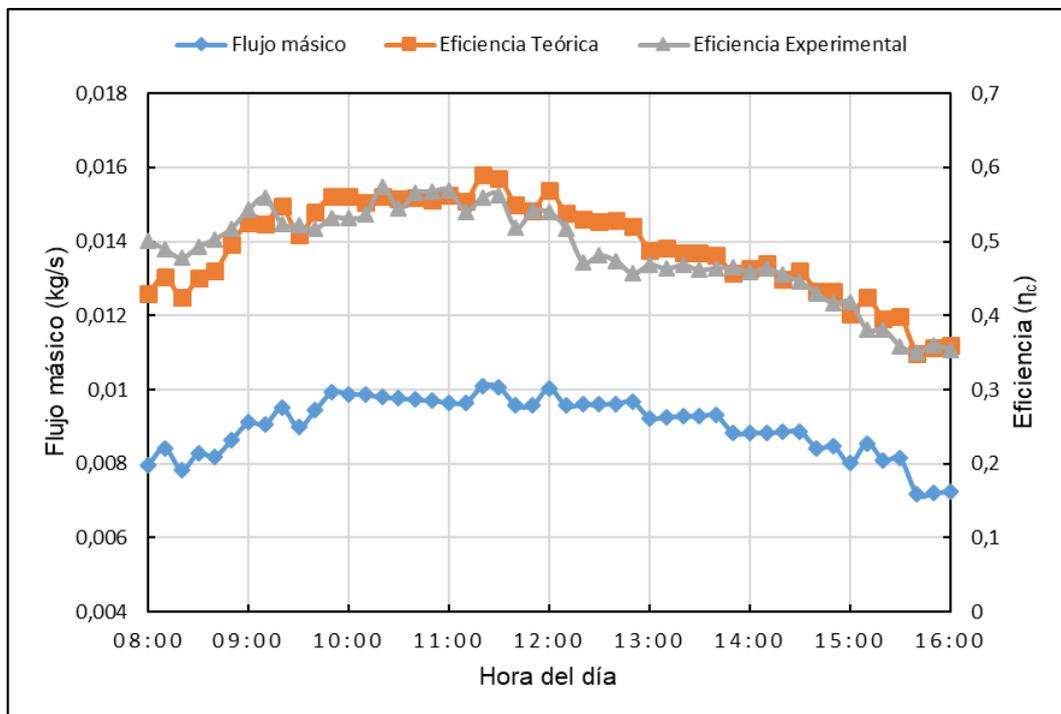


Figura 34. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 12 de junio de 2018 del CSCA tipo I.

#### 4.4.2 Eficiencia del CSCA de tipo II

De la misma forma que para el CSCA de tipo I, para calcular la eficiencia térmica del CSCA de tipo II se utilizaron las ecuaciones (33) y (34). La eficiencia térmica teórica instantánea determinado utilizando la cuarta expresión de la ecuación (33), y la eficiencia térmica instantánea experimental obtenida mediante la ecuación (34). Para calcular la eficiencia térmica instantánea experimental se representa la eficiencia térmica como función de la variable  $(T_i - T_a)/G_p$ , y luego se realiza el ajuste de curva de mínimos cuadrados con el fin de obtener la función lineal que se muestra en la figura 35.

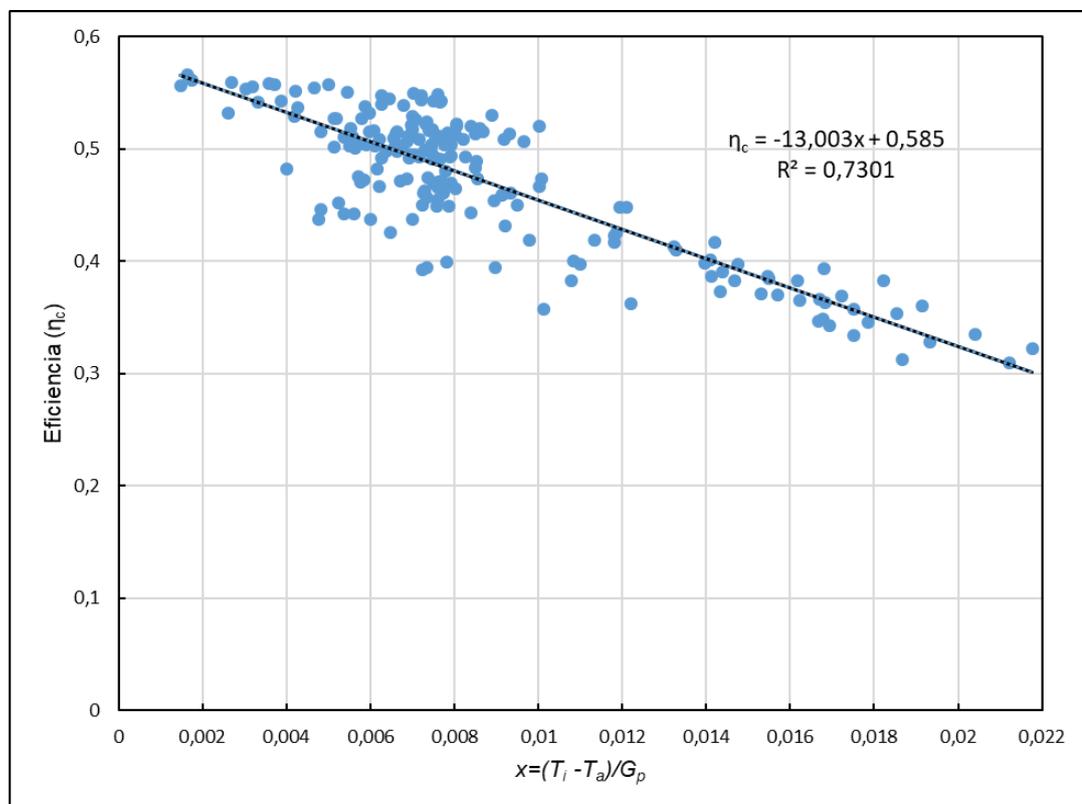


Figura 35. Curva de la eficiencia térmica instantánea del CSCA de tipo II.

De acuerdo a los resultados de la figura 35 la recta obtenida es significativo ya que el coeficiente de determinación es  $R^2 = 73$ , y la curva de la eficiencia térmica instantánea de este colector solar de Tipo II que opera por convección natural es:

$$\eta_c = 0,585 - 13,003 \frac{T_i - T_a}{G_p} \quad (44)$$

El valor  $\eta_0 = 0,585$  es la eficiencia máxima que puede obtenerse del CSCA de tipo II, y representa el rendimiento óptico del colector y sólo depende de las características con las que está fabricado el colector. El valor  $\eta_t = -13,003$  representa el factor de pérdidas de calor que es el producto del factor de remoción  $F_R$  y el coeficiente total de pérdidas de calor del colector  $U_L$ , su valor depende de las características térmicas del CSCA como por ejemplo la conductividad térmica o factores ambientales que intervienen principalmente en las pérdidas por radiación.

Para el CSCA de tipo II, la raíz cuadrada del error cuadrático medio RMSE de la eficiencia calculada es de 0,0326 o 3,26 % y el valor porcentual de la raíz cuadrada del error cuadrático medio RMSE% de la eficiencia fue calculada con un 7,3071 %. Es decir que la curva de la eficiencia instantánea del colector tipo II fue obtenida experimentalmente con un error promedio de 7 % para condiciones de tiempo de días soleados. La eficiencia térmica diaria promedio en este caso es  $0,471 \pm 0,0326$  o  $47,1 \pm 3,3$  %, esto indica que el CSCA de tipo I que opera por convección natural tiene un buen rendimiento termo-energético puesto que proporciona una gran cantidad de energía térmica completamente pasiva sin requerir una energía adicional al sistema.

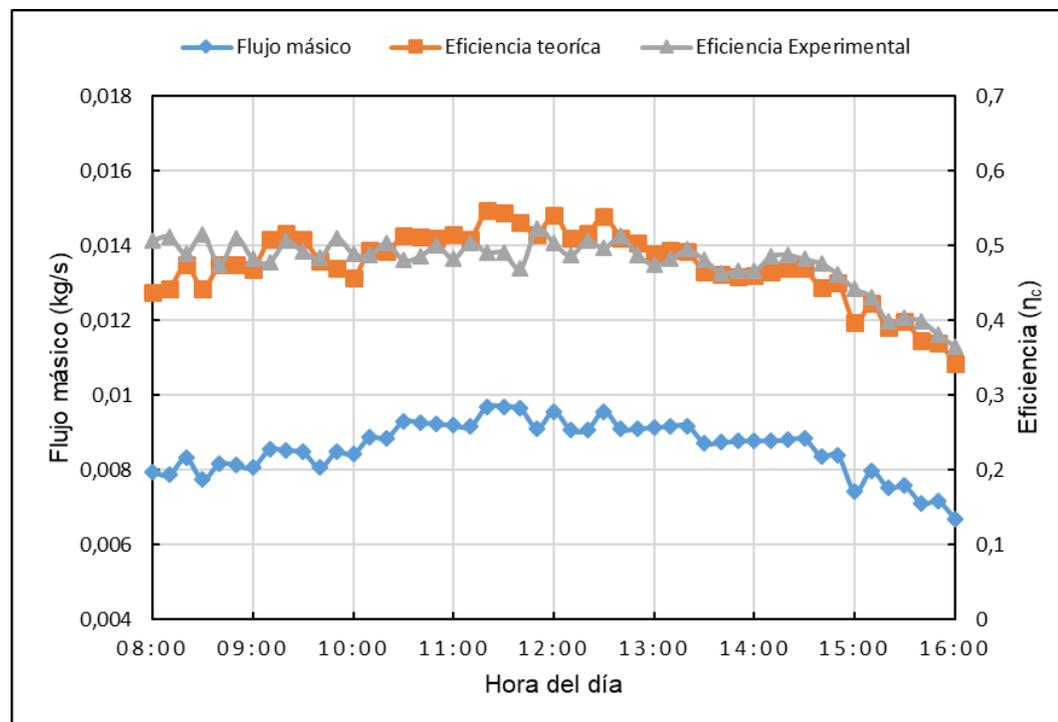


Figura 36. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 17 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

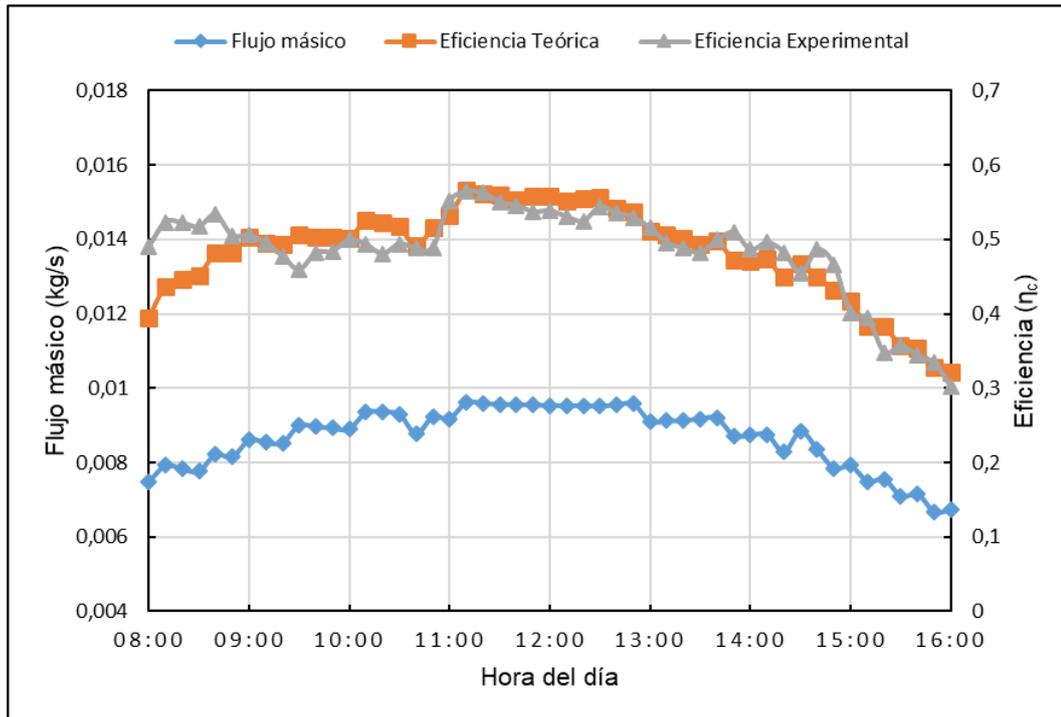


Figura 37. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 19 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

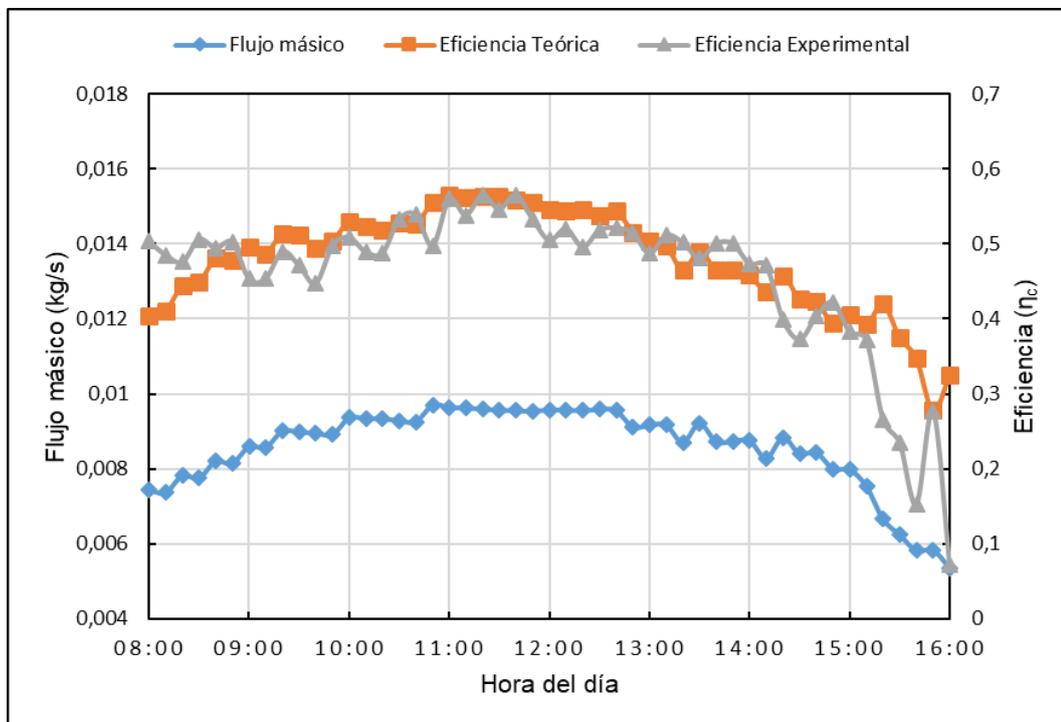


Figura 38. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 20 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

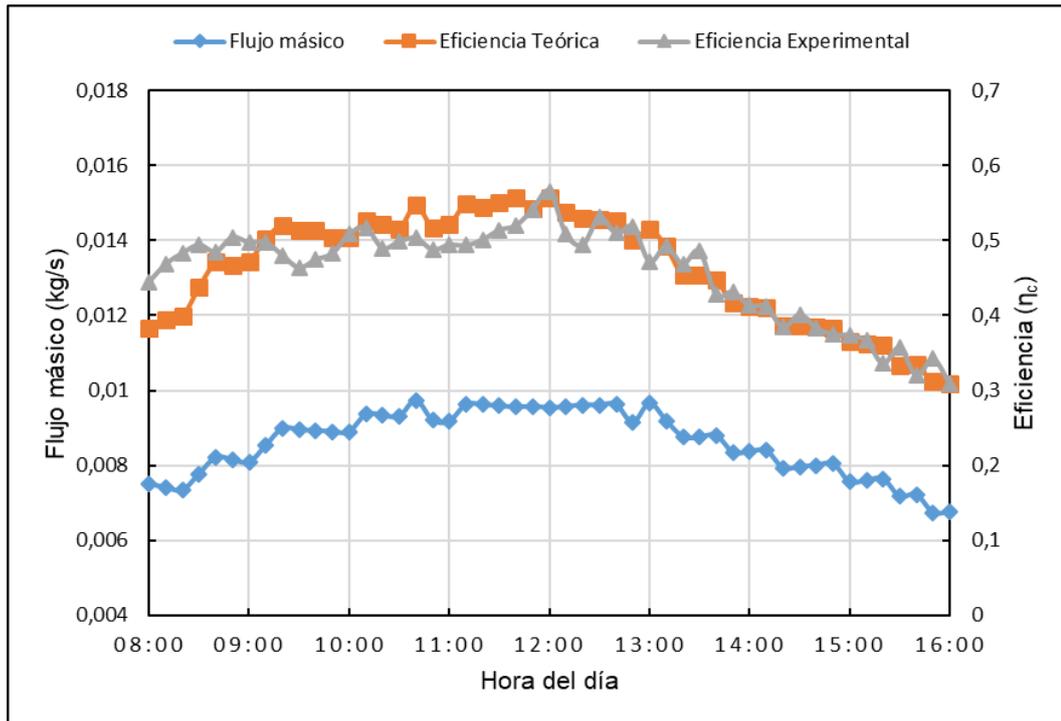


Figura 39. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 21 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

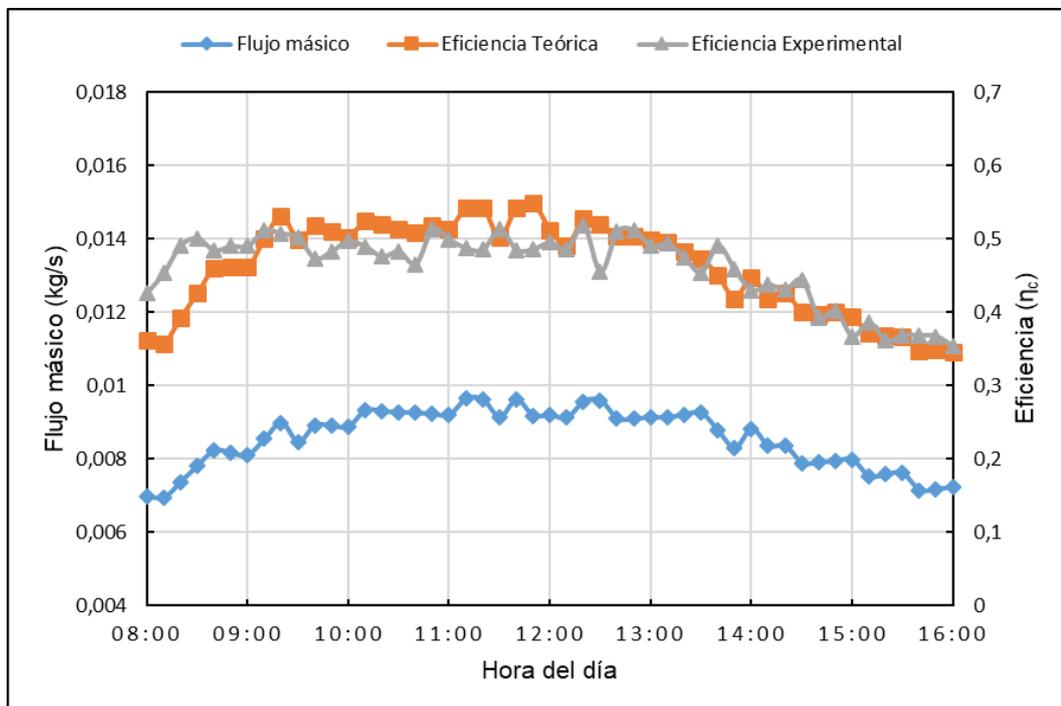


Figura 40. Eficiencia teórica, eficiencia experimental y flujo másico del 23 de junio de 2018 del CSCA tipo II.

En las figuras: del 36 al 40, se muestran la eficiencia térmica diaria teórica y la experimental junto con el flujo de masa para los cinco días en el que realizó la prueba. Lo más importante que se puede observar en estas figuras es que existe una semejanza entre el valor teórico y el valor experimental de la eficiencia para todos los días soleados, incluso para el día 20 de junio que no se consideró para el cálculo de la eficiencia experimental. La tendencia es que al inicio de cada prueba existe una clara diferencia que probablemente sea al perturbar el ambiente al iniciar el registro de datos como en caso del CSCA de tipo I. Por otro lado también se aprecia que la eficiencia varía al mismo ritmo que el flujo másico.

#### 4.5 Factor de remoción de calor del captador $F_R$ y el coeficiente total de pérdidas de calor $U_L$

El factor de remoción  $F_R$  es la relación entre el calor útil del colector y el calor útil que poseería si la superficie completa del absorbente estuviese a la temperatura del fluido de entrada. El coeficiente total de pérdidas  $U_L$  representa las pérdidas de calor desde la cubierta transparente hasta el aire del medio ambiente que lo rodea por intercambios de radiación y convección afectados por la velocidad del viento, el movimiento de la tierra, condiciones de los alrededores y por la onda de radiación desde el cielo. El coeficiente global de pérdidas de calor,  $U_L$ , medido en  $W/m^2K$ , es la suma de los coeficientes de pérdidas por la parte de arriba, laterales y parte trasera del colector. Las pérdidas en los laterales por ser mínimos se han considerado despreciables, pues en relación con la parte superior y la inferior es bastante pequeña.

##### 4.5.1 Cálculo del $F_R$ y $U_L$ para el CSCA de tipo I

El factor de remoción de calor  $F_R$  para el CSCA de tipo I se calcula a partir de la ecuación (43) comparado con la ecuación (34) y utilizando la ecuación (39), esto es que el término  $\eta_0 = 0,601 = F_R(\tau\alpha)_\theta$ ; y  $(\tau\alpha)_\theta = \left(1 - 0,136 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)\right)(\tau\alpha)_n$ , donde el producto de la transmitancia y absortancia normal es  $(\tau\alpha)_n = 1,01(0,9)(0,95) = 0,864$ , y el ángulo de incidencia promedio es  $\theta = 55^\circ$  (como se muestra en la figura 41); por lo que  $(\tau\alpha)_\theta = 0,9117$ , y finalmente el factor de remoción del calor para el CSCA de tipo I es  $F_R = 0,78$ , lo cual se puede interpretar que la transformación de la radiación solar en calor es altamente significativo pues este valor puede alcanzar como máximo valor uno.

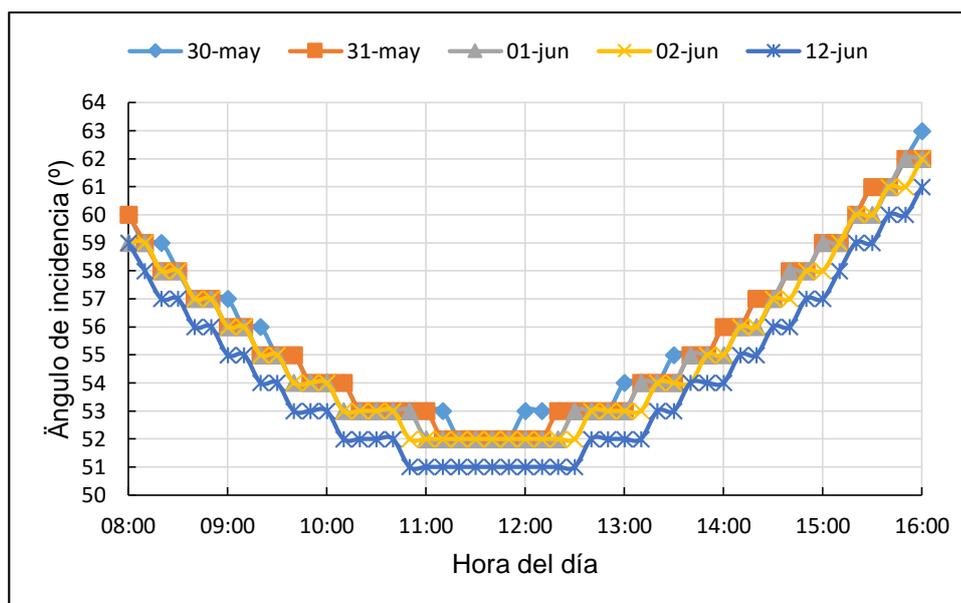


Figura 41. Ángulo de incidencia diario para el CSCA de tipo I.

El coeficiente total o global de pérdidas de calor  $U_L$  se calcula a partir de la ecuación (43), pues  $\eta_t = -F_R U_L = -13,346$ , y como  $F_R = 0,78$  resultando que  $U_L = 17,21$   $W/m^2K$ , este coeficiente indica la pérdida total de calor del colector.

#### 4.5.2 Cálculo del $F_R$ y $U_L$ para el CSCA de tipo II

El factor de remoción de calor  $F_R$  para el CSCA de tipo II se calcula de igual forma a partir de la ecuación (43), ecuación (34) y la ecuación (39), dado que  $\eta_0 = 0,585 = F_R(\tau\alpha)_\theta$ ; y  $(\tau\alpha)_\theta = \left(1 - 0,136 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)\right) (\tau\alpha)_n$ , con el producto de la transmitancia y absortancia normal  $(\tau\alpha)_n = 1,01(0,9)(0,95) = 0,864$ , y el ángulo de incidencia promedio es  $\theta = 54^\circ$  (ver la figura 42), resultando que  $(\tau\alpha)_\theta = 0,7810$ , y finalmente el factor de remoción del calor es  $F_R = 0,75$ , lo cual se puede interpretar que la transformación de la radiación solar en calor es significativo.

El coeficiente total o global de pérdidas de calor  $U_L$  se calcula con la ecuación (43), ya que  $\eta_t = -F_R U_L = -13,003$ , y como  $F_R = 0,75$  dividiendo  $\eta_t/F_R$  resulta que  $U_L = 17,36$   $W/m^2K$ , este coeficiente representa la pérdida total de calor del colector.

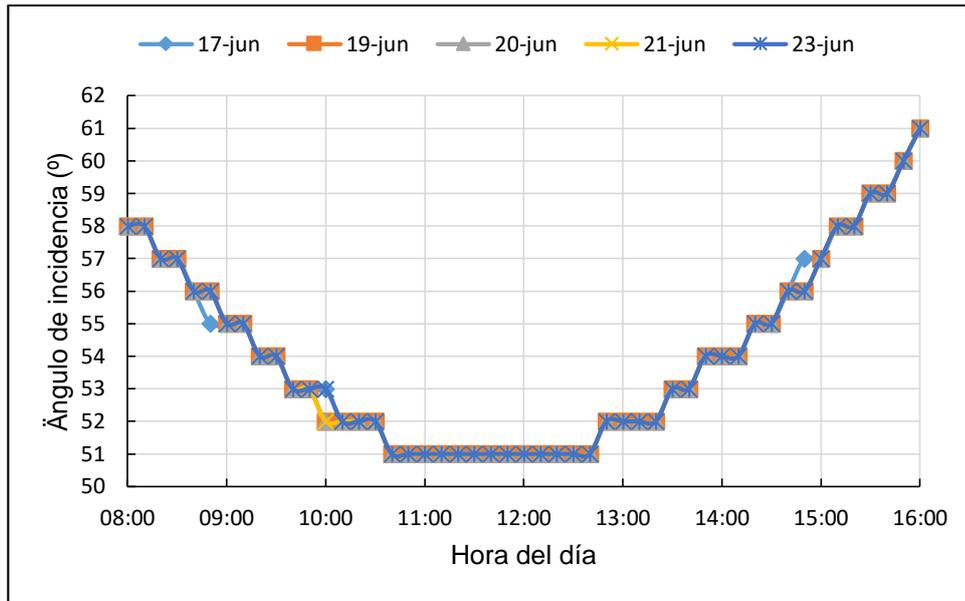


Figura 42. Ángulo de incidencia diario para el CSCA de tipo II.

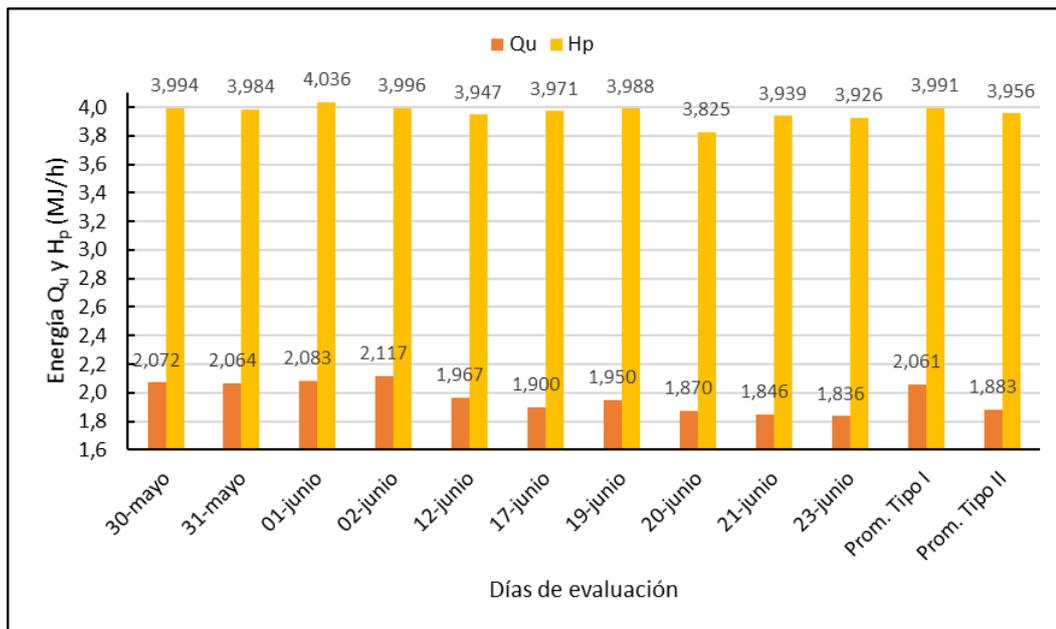


Figura 43. Comparación de la ganancia del calor útil y la energía incidente sobre el colector en las dos configuraciones.

Para finalizar, en la figura 43 comparamos la energía en forma de calor útil ganado  $Q_u$  y la energía solar incidente sobre el colector  $H_p = A_c G_p$ . Se observa que el calor útil ganado del colector de tipo I es mayor que el de tipo II en un promedio de 177 kJ/h habiendo una variación de la energía solar incidente promedio de 35 kJ/h, con lo que se puede inferir que el CSCA de tipo I gana más calor útil que el CSCA de

tipo II, el flujo másico también es mayor en caso del tipo I, sin embargo en el colector de tipo II en aire sale a mayor temperatura y a poca velocidad.

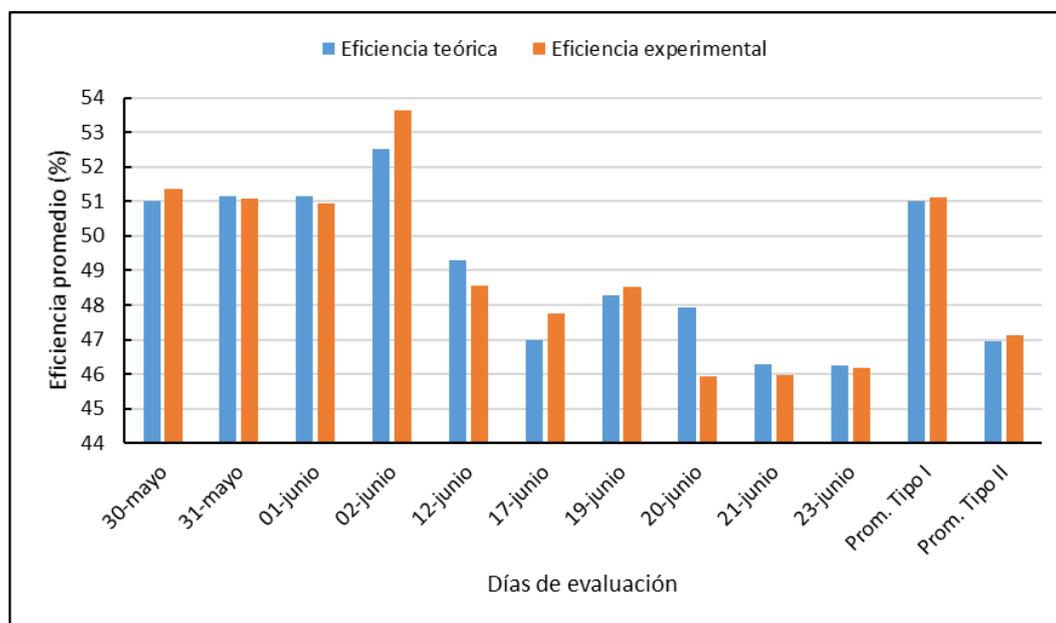


Figura 44. Comparación de la eficiencia promedio teórica y experimental para ambos tipos de colectores.

En cuanto a la eficiencia teórica y experimental de los CSCA de tipo I y tipo II, en la figura 44 se tiene la comparación de estas dos eficiencias el promedio de ambos. Se observa que la eficiencia del CSCA de tipo I es más eficiente que el CSCA de tipo II en un 4 %, además las simulaciones de la eficiencia en función a la irradiación y la diferencia de temperaturas del ambiente y de salida se tiene en las figuras 45 y 46.

Por tanto se puede concluir que la virutilla de hierro incorporado en el colector diseñado aumenta la rugosidad del aire en el canal 2 del colector de modo que aumenta la temperatura del aire en el interior del colector y disminuye el flujo másico del aire respecto al colector sin la virutilla, por ésta razón es que existe mayor pérdida de energía del colector al exterior en la configuración del colector del tipo II y el que tiene mayor eficiencia del colector diseñado que operación natural es la configuración de tipo I.

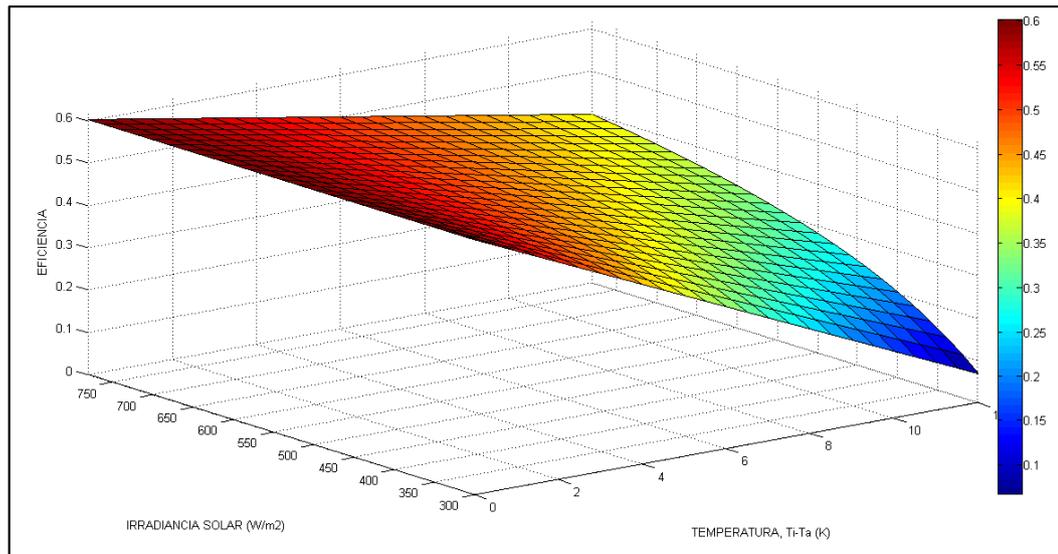


Figura 45. Eficiencia del CSCA configurado del tipo I en función de la irradiancia y la temperatura  $T_i - T_a$ .

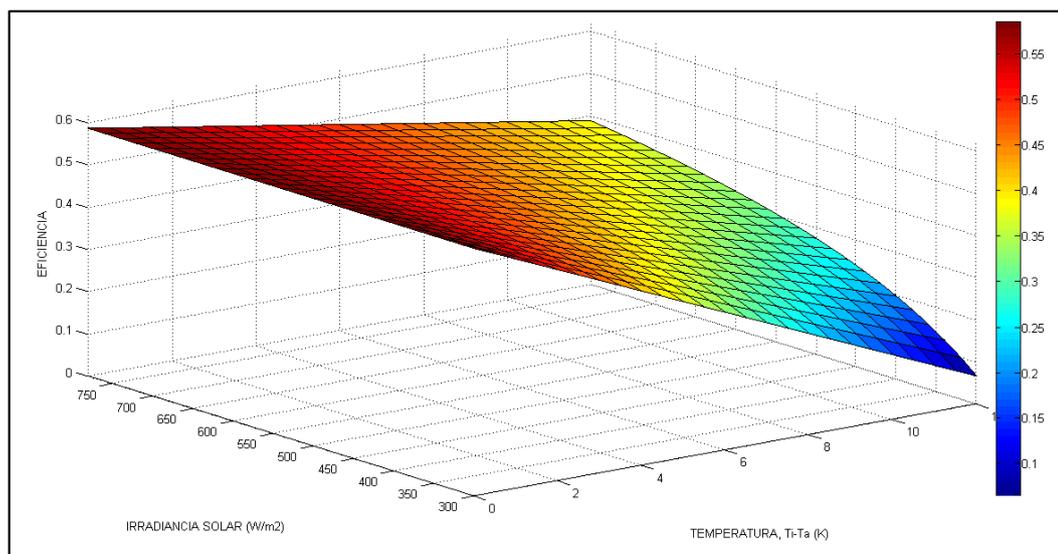


Figura 46. Eficiencia del CSCA configurado del tipo II en función de la irradiancia solar y la temperatura  $T_i - T_a$ .

#### 4.6 Discusión

Los parámetros de diseño de nuestro CSCA permiten un desempeño prometedor, ya que se tiene un adecuado balance de ergonomía y costo del colector porque se puede instalar en una pared vertical de una altura estándar. Los prototipos de colectores de los investigadores (Cuzminski *et al.*, 2018) y (Hernández y Quiñonez, 2018) han permitido tener mejor panorama del CSCA que opera por convección natural. Para el diseño del

ángulo del ápice del absorbente se consideró los prototipos modulares evaluados que tenían mayor eficiencia, el de 60° (Karim *et al.*, 2014) y 120° (Hernández y Quiñonez, 2018), para nuestro diseño tomamos el promedio de las dos que resulta 90°. La altura del canal se ha diseñado en base a trabajo realizado por (Saha y Sharma, 2018; Sharma y Saha, 2017), ellos encontraron experimentalmente que la altura del canal óptimo estaba entre 0,02 a 0,03 m los cuales no se habían probado hasta el momento para convección natural; sin embargo podemos señalar que esta altura ayuda en gran medida a mejorar el desempeño del colector.

Para evaluar el CSCA en sus dos configuraciones se ha realizado en condiciones ambientales similares, las diferencias son mínimas al comparar, tanto las temperaturas ambientales y la irradiancia. Sin embargo la norma (ASHRAE-Standard, 93-2003), es riguroso en su protocolo de evaluación que no permite evaluaciones similares sino en condiciones iguales. No obstante para muchos investigadores (Kabeel *et al.*, 2017) la norma ASHRAE no es aplicable para evaluaciones en condiciones naturales o reales, pero si es una referencia mundial que permite dirimir de manera justificada algunos aspectos que en nuestro caso se ha realizado en base a metodologías desarrolladas por investigadores (Bahrehmand y Ameri, 2015; Gao *et al.*, 2000; Hatami y Bahadorinejad, 2008) para colectores que operan por convección libre.

El modelo teórico desarrollado por Duffie y Beckman (2013) y Ong (1995) han permitido proponer nuevos modelos teóricos que pueden predecir el comportamiento de los CSCA diseñados con distintas rugosidades artificiales. Naphon y Kongtragool (2003), y El-Sebaili, Aboul-Enein, Ramadan, y El-Bialy (2007), comprobaron los modelos teóricos en CSCA de doble paso; En cambio Hatami y Bahadorinejad (2008), y Hernández y Quiñonez (2013) comprobaron que el modelo teórico adoptado tiene un grado de certeza significativo en para evaluar el CSCA de convección natural. Los modelos matemáticos desarrollados por reconocidos investigadores (Duffie y Beckman, 2013; Hatami y Bahadorinejad, 2008; Karim *et al.*, 2014; Ong, 1995) ha permitido validar la parte experimental del colector diseñado.

La eficiencia y el calor útil ganado de nuestro CSCA configurado del tipo I tiene similar comportamiento que el realizado por Hernández y Quiñonez (2018) con la diferencia de que el nuestro es de mayor eficiencia y mayor temperatura de salida del aire, sin embargo el flujo másico es menor debido a que el aire es menos denso a mayor altura sobre el nivel

del mar. Comparando con el colector solar investigado por Cuzminschi *et al.* (2018), el nuestro es de baja eficiencia pero la temperatura de salida y la velocidad de salida del aire es mayor. Es importante resaltar también que nuestro colector se ha evaluado a una mayor altura sobre el nivel del mar en donde la presión del aire es bajo que afecta el flujo de masa y a pesar de ese inconveniente es eficiente y aceptable. Aceptable también debido a su bajo costo, ya que se ha confeccionado con materiales que se encuentran en la región.

En consecuencia, nuestro CSCA diseñado es un nuevo prototipo de colector con alta eficiencia que es aplicable en los lugares donde existe demanda de energía para calentar espacios como los invernaderos, y en particular se puede usar como un sistema de calefacción de espacios fríos, oficinas o aulas de los centros educativos que mayormente en épocas de otoño e invierno en las regiones altiplánicas son las más frías del año. Además, el CSCA no contamina el medio ambiente y no requiere de una energía externa para que pueda operar y el mantenimiento es de bajo costo.

## CONCLUSIONES

- Se ha diseñado y construido un novedoso CSCA de alta eficiencia que opera por convección natural es de doble flujo en paralelo que tiene una placa absorbente corrugada en forma de V que aumenta el área de contacto con el aire y permite romper la subcapa laminar. La campana en forma de capucha en la parte superior del colector permite recoger el aire caliente ayudando el flujo del aire. La altura del canal del CSCA comprendida entre 0,02 y 0,03 m parece tener buenos resultados como lo demostraron los autores mencionados en la literatura.
- En el estudio paramétrico del CSCA en las configuraciones de tipo I y tipo II, se concluye que, la temperatura de la placa absorbente y la temperatura de la salida del aire tienen comportamientos similares, sin embargo, la diferencia de ambas temperaturas aumenta hasta 8,1 °C en el tipo II que es ligeramente mayor que el colector de tipo I el cual se traduce en pérdidas de energía. El colector de tipo I tiene mayor flujo másico promedio que el de tipo II para días soleados, además el flujo de masa es muy sensible a la velocidad del aire. Por lo que el CSCA de tipo I gana más calor en un 49,29 W en promedio que el colector de tipo II.
- La eficiencia instantánea experimental, para el arreglo de tipo I es en promedio de 51,1 % obtenida con un error promedio del 6 % para días soleados, con un coeficiente de correlación de 0,8 que indica que el ajuste es significativo. Para la configuración del colector del tipo II, la eficiencia experimental promedio es de 47,1 % calculado con un error promedio de 7 % para días soleados con un coeficiente de correlación del 0,73 el cual indica que el ajuste es bueno. El colector del tipo II que opera por convección natural tiene un buen rendimiento termo-energético sin embargo es menor que la configuración del colector del tipo I. El CSCA evaluado que opera por convección natural tiene un muy buen rendimiento termo-energético puesto que proporciona una

gran cantidad de energía térmica completamente pasiva sin requerir una energía adicional al sistema, y que estos valores de la eficiencia térmica es coherente con los resultados reportados por otros autores. Existe una semejanza entre el valor teórico y el valor experimental de la eficiencia para todos los días, lo cual muestra la capacidad predictiva del modelo teórico descrito.

- El factor de remoción de calor  $F_R$  para el colector de tipo I es 0,78, lo que indica es que la transformación de la radiación solar en calor es altamente significativa pues este valor puede alcanzar como máximo valor uno, el coeficiente total de pérdidas de calor  $U_L$  es 17,21 W/m<sup>2</sup>K y el ángulo de incidencia de la radiación promedio fue de  $\theta = 55^\circ$ . El factor de remoción de calor para el colector configurado del tipo II es igual a 0,75 lo cual se puede interpretar que la transformación de la radiación solar en calor es significativa pero menor que el colector de tipo I. El coeficiente total o global de pérdidas de calor del tipo II fue de 17,36 W/m<sup>2</sup>K, un valor levemente mayor que las pérdidas del colector del tipo I.
- La virutilla de hierro incorporado en el colector diseñado aumentó la rugosidad del aire en el canal 2 del colector por consiguiente aumenta la temperatura de salida del aire y disminuye el flujo másico del aire respecto al colector sin la virutilla, por ésta razón es que existe mayor pérdida de energía del colector al exterior en la configuración del colector del tipo II y en consecuencia se determinó que el colector configurado como de tipo I es de mayor eficiencia que el de tipo II excediendo en un 4%.
- El colector solar está diseñado para implementar como un sistema de calefacción en edificios residenciales, oficinas, aulas de colegios entre otros, además por sus características se puede utilizar también para calentar invernaderos, secar productos agrícolas. Nuestro calefactor solar puede operar con un alto rendimiento durante el periodo de otoño-invierno ya que en este periodo se tiene mayor ángulo de incidencia solar, además el dispositivo tiene un impacto positivo con el medio ambiente, reduce los costos de calefacción que es necesaria en esta región y el dispositivo es de menor costo.

## RECOMENDACIONES

Con base en la revisión de la literatura discutida en el presente trabajo se realiza las siguientes recomendaciones y sugerencias para el desarrollo de nuevas investigaciones de los colectores solares calentadores de aire:

- Se requiere un estudio amplio sobre la evolución de los parámetros de rendimiento y la eficiencia durante un periodo de mayor tiempo o todo un año de modo que se tiene que relacionar con el ángulo de incidencia y las estaciones del año. Se requiere hacer estudios con diversos tipos de rugosidad en ambos lados de la placa absorbente, el uso de aletas perforadas y obstáculos, integración de almacenador de calor, operación por convección forzada, por otros métodos teóricos, velocidad del viento del ambiente, etc.
- Se recomienda experimentar el CSCA cuando se aplica en el secado de productos agrícolas, comparando los costos de rentabilidad con el calefactor eléctrico o a gas, costos unitarios, su ergonomía y su sostenibilidad.

## BIBLIOGRAFÍA

- Alam, T., y Kim, M.-H. (2017). Performance improvement of double-pass solar air heater – A state of art of review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 779-793. doi:10.1016/j.rser.2017.05.087
- ASHRAE-Standard. (93-2003). Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Sollar Collectors. *American Socienty of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers*.
- Bahrehmand, D., y Ameri, M. (2015). Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection. *Renewable Energy*, 74 357-368. doi:10.1016/j.renene.2014.08.028
- Chamoli, S., Chauhan, R., Thakur, N. S., y Saini, J. S. (2012). A review of the performance of double pass solar air heater. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 481-492. doi:10.1016/j.rser.2011.08.012
- Cuzminschi, M., Gherasim, R., Girleanu, V., Zubarev, A., y Stamatina, I. (2018). Innovative thermo-solar air heater. *Energy and Buildings*, 158(1), 964–970. doi:10.1016/j.enbuild.2017.10.082
- Dhiman, P., Thakur, N. S., y Chauhan, S. R. (2012). Thermal and thermohydraulic performance of counter and parallel flow packed bed solar air heaters. *Renewable Energy*, 46, 259-268. doi:10.1016/j.renene.2012.03.032
- Dhiman, P., Thakur, N. S., Kumar, A., y Singh, S. (2011). An analytical model to predict the thermal performance of a novel parallel flow packed bed solar air heater. *Applied Energy*, 88, 2157–2167. doi:10.1016/j.apenergy.2010.12.033
- Duffie, J. A., y Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (4 ed.): John Wiley & Sons, Ltd.

- El-Sebaili, A. A., Aboul-Enein, S., Ramadan, M. R. I., y El-Bialy, E. (2007). Year round performance of double pass solar air heater with packed bed. *Energy Conversion and Management*, 48(3), 990-1003. doi:10.1016/j.enconman.2006.08.010
- El-Sebaili, A. A., Aboul-Enein, S., Ramadan, M. R. I., Shalaby, S. M., y Moharram, B. M. (2011). Investigation of thermal performance of double pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters. *Energy*, 36(2), 1076-1086. doi:10.1016/j.energy.2010.11.042
- Forson, F. K., Nazha, M. A. A., y Rajakaruna, H. (2003). Experimental and simulation studies on a single pass, double duct solar air heater. *Energy Conversion and Management*, 44(8), 1209–1227. doi:10.1016/S0196-8904(02)00139-5
- Fudholi, A., Sopian, K., Ruslan, M. H., Othman, M. Y., y Yahya, M. (2011). Thermal Efficiency of Double Pass Solar Collector with Longitudinal Fins Absorbers. *American Journal of Applied Sciences*, 8(3), 254-260. doi:10.3844/ajassp.2011.254.260
- Gao, W., Lin, W., Liu, T., y Xia, C. (2007). Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. *Applied Energy*, 84 (4), 425-441. doi:10.1016/j.apenergy.2006.02.005
- Gao, W., Lin, W., y Lu, E. (2000). Numerical study on natural convection inside the channel between the flat plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater. *Energy Conversion & Management*, 41(2), 145-151. doi:10.1016/S0196-8904(99)00098-9
- González, S. M., Larsen, S. F., Hernández, A., y Lesino, G. (2014). Thermal Evaluation and Modeling of a Double-pass Solar Collector for Air Heating. *Energy Procedia*, 57, 2275-2284. doi:10.1016/j.egypro.2014.10.235
- Hassan, H., y Abo-Elfadl, S. (2018). Experimental study on the performance of double pass and two inlet ports solar air heater (SAH) at different configurations of the absorber plate. *Renewable Energy*, 116(A), 728-740. doi:10.1016/j.renene.2017.09.047
- Hatami, N., y Bahadorinejad, M. (2008). Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater. *Solar Energy*, 82(10), 903–910. doi:10.1016/j.solener.2008.03.008

- Hegazy, A. A. (2000a). Performance of flat plate solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation *Energy Conversion & Management*, 41(4), 401-417. doi:10.1016/S0196-8904(99)00052-7
- Hegazy, A. A. (2000b). Termohydraulic of Performance of air heating solar collectors with variable width, flat absorber plates. *Energy Conversion & Management*, 41(13), 1361-1378. doi:10.1016/S0196-8904(99)00190-9
- Hernández, A. L., y Quiñonez, J. E. (2013). Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and double-pass counter flow. *Renewable Energy*, 55, 380-391. doi:10.1016/j.renene.2012.12.050
- Hernández, A. L., y Quiñonez, J. E. (2018). Experimental validation of an analytical model for performance estimation of natural convection solar air heating collectors. *Renewable Energy*, 117, 202-216. doi:10.1016/j.renene.2017.09.082
- Ho, C.-D., Chang, H., Lin, C.-S., Chao, C.-C., y Tien, Y.-E. (2015). Analytical and Experimental Studies of Wire Mesh Packed Double-pass Solar Air Heaters under Recycling Operation. *Energy Procedia*, 75, 403-409. doi:10.1016/j.egypro.2015.07.404
- Ho, C.-D., Chang, H., Wang, R.-C., y Lin, C.-S. (2012). Performance improvement of a double-pass solar air heater with fins and baffles under recycling operation. *Applied Energy*, 100, 155-163. doi:10.1016/j.apenergy.2012.03.065
- Ho, C.-D., Hsiao, C.-F., Chang, H., y Tien, Y.-E. (2017). Investigation of Device Performance for Recycling Double-pass V-corrugated Solar Air Collectors. *Energy Procedia*, 105, 28-34. doi:10.1016/j.egypro.2017.03.275
- Ho, C.-D., Lin, C.-S., Chuang, Y.-C., y Chao, C.-C. (2013). Performance improvement of wire mesh packed double-pass solar air heaters with external recycle. *Renewable Energy*, 57, 479-489. doi:10.1016/j.renene.2013.02.005
- Hosseini, S. S., Ramiar, A., y Ranjbar, A. A. (2018). Numerical investigation of natural convection solar air heater with different fins shape. *Renewable Energy*, 117, 488-500. doi:10.1016/j.renene.2017.10.052
- Jha, R. K., Choudhury, I. C., Gargi, I. H. P., y Zaidp, Z. H. (1992). Performace Prediction of a Solar Heated House. *Energy Convers*, 33(4), 263-273. doi:10.1016/0196-8904(92)90117-F
- Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., y Kandeal, A. W. (2017). Solar air heaters: Design configurations, improvement methods and applications – A detailed

- review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 1189-1206. doi:10.1016/j.rser.2016.12.021
- Kabeel, A. E., Khalil, A., Shalaby, S. M., y Zayed, M. E. (2016). Experimental investigation of thermal performance of flat and v-corrugated plate solar air heaters with and without PCM as thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, 113, 264-272. doi:10.1016/j.enconman.2016.01.068
- Karim, M. A., y Hawlader, M. N. A. (2006). Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. *Energy*, 31 (4), 452-470. doi:10.1016/j.energy.2005.03.007
- Karim, M. A., Perez, E., y Amin, Z. M. (2014). Mathematical modelling of counter flow v-grove solar air collector. *Renewable Energy*, 67, 192-201. doi:10.1016/j.renene.2013.11.027
- Kreith, F., Manglik, R. M., y Bohn, M. S. (2012). *Principios de transferencia de calor* (7 ed.): Cengage Learning.
- Kumar Poongavanam, G., Panchabikesan, K., Deeyoko L., A. J., y Ramalingam, V. (2018). Experimental investigation on heat transfer augmentation of solar air heater using shot blasted V-corrugated absorber plate. *Renewable Energy*, 127. doi:10.1016/j.renene.2018.04.056
- Metwally, M. N., Abou-Ziyan, H. Z., y El-Leathy, A. M. (1997). Performance of advanced corrugated-duct solar air collector compared with five conventional designs. *Renewable Energy*, 10(4), 519-537. doi:10.1016/S0960-1481(96)00043-2
- Mzad, H., Bey, K., y Khelif, R. (2019). Investigative study of the thermal performance of a trial solar air heater. *Case Studies in Thermal Engineering*, 13, 100373. doi:10.1016/j.csite.2018.100373
- Naphon, P. (2005). Effect of porous media on the performance of the double-pass flat plate solar air heater. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(1-2), 140-150. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.11.001
- Naphon, P., y Kongtragool, B. (2003). Teoretical Estudy on heat Transfer Characteristics and Performance of the Flat-Plate Solar Air Heaters. *Heat mass transfer*, 30(8), 1125-1136. doi:10.1016/S0735-1933(03)00178-7

- Ong, k. S. (1995). Thermal performance of solar air heaters: Mathematical model and solution procedure. *Solar Energy*, 55(2), 93-109. doi:10.1016/0038-092X(95)00021-I
- Pakdaman, M. F., Lashkari, A., Tabrizi, H. B., y Hosseini, R. (2011). Performance evaluation of a natural-convection solar air-heater with a rectangular-finned absorber plate. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1215-1225. doi:10.1016/j.enconman.2010.09.017
- Pawar, R. S., Takwale, M. G., y Bhide, V. G. (1994). Evaluation of the Performance of the Solar Air Heater. *Energy Convers*, 35(8), 699-708. doi:10.1016/0196-8904(94)90054-X
- Rajarajeswari, K., y Sreekumar, A. (2016). Matrix solar air heaters – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 704-712. doi:10.1016/j.rser.2015.12.127
- Ravi, R. K., y Saini, R. P. (2016a). Experimental investigation on performance of a double pass artificial roughened solar air heater duct having roughness elements of the combination of discrete multi V shaped and staggered ribs. *Energy*, 116, 507-516. doi:10.1016/j.energy.2016.09.138
- Ravi, R. K., y Saini, R. P. (2016b). A review on different techniques used for performance enhancement of double pass solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 941-952. doi:10.1016/j.rser.2015.12.004
- Saha, S. N., y Sharma, S. P. (2018). Performance Evaluation of Corrugated Absorber Double Flow Solar Air Heater Based on Energy, Effective and Exergy Efficiencies. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 17(1), 63-76. [http://ijens.org/Vol\\_17\\_I\\_01/172201-3535-IJMME-IJENS.pdf](http://ijens.org/Vol_17_I_01/172201-3535-IJMME-IJENS.pdf)
- Sanabria, J., Marengo, J., y Valverde, M. (2009). Escenarios de Cambio Climatico con modelos regionales sobre el altiplano peruano (Departamento de Puno). *Revista Peruana Geo-Admosferica*, 1, 134-149. [https://web2.senamhi.gob.pe/rpga/pdf/2009\\_vol01/art11.pdf](https://web2.senamhi.gob.pe/rpga/pdf/2009_vol01/art11.pdf)
- Saravanakumar, P. T., Somasundaram, D., y Matheswaran, M. M. (2019). Thermal and thermo-hydraulic analysis of arc shaped rib roughened solar air heater integrated with fins and baffles. *Solar Energy*, 180, 360-371. doi:10.1016/j.solener.2019.01.036

- SENAMHI. (2003). Atlas de Energía Solar del Perú. 31.  
<http://dger.minem.gob.pe/atlassolar/>
- Sevik, S., y Abuska, M. (2018). Thermal performance of flexible air duct using a new absorber construction in a solar air collector. *Applied Thermal Engineering*. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.09.100
- Sharma, A., Sharma, C., Mullicka, S. C., y Kandpala, T. C. (2017). Solar industrial process heating: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 124–137. doi:10.1016/j.rser.2017.04.079
- Sharma, S. P., y Saha, S. N. (2017). Thermohydraulic Performance of Double Flow Solar Air Heater with Corrugated Absorber. *World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Energy and Power Engineering*, 11(7), 855 - 861. doi:10.5281/zenodo.1131465
- Singh Bisht, V., Kumar Patil, A., y Gupta, A. (2018). Review and performance evaluation of roughened solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 954-977. doi:10.1016/j.rser.2017.08.036
- Singh, I., y Singh, S. (2018). A review of artificial roughness geometries employed in solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 92, 405-425. doi:10.1016/j.rser.2018.04.108
- Singh Patel, S., y Lanjewar, A. (2019). Experimental and numerical investigation of solar air heater with novel V-rib geometry. *Journal of Energy Storage*, 21, 750-764. doi:10.1016/j.est.2019.01.016
- Singh, S., y Dhiman, P. (2016). Thermal performance of double pass packed bed solar air heaters – A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 1010-1031. doi:10.1016/j.rser.2015.09.058
- Singh, S., Dhruw, L., y Chander, S. (2019). Experimental investigation of a double pass converging finned wire mesh packed bed solar air heater. *Journal of Energy Storage*, 21, 713-723. doi:10.1016/j.est.2019.01.003
- Sopian, K., Alghoul, M. A., Alfegi, E. M., Sulaiman, M. Y., y Musa, E. A. (2009). Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media. *Renewable Energy*, 34(3), 640-645. doi:10.1016/j.renene.2008.05.027

- Sopian, K., Supranto, W., Daud, W., Othman, M. Y., y Yatim, B. (1999). Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media. *Renewable Energy*, 18(4), 557-564. doi:10.1016/S0960-1481(99)00007-5
- Tamayo, M. (2012). *El proceso de la investigación científica* (5 ed.): Editorial Limusa.
- Varol, Y., y Oztop, H. F. (2008). A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, 43, 1535–1544. doi:10.1016/j.buildenv.2007.09.002



**ANEXOS**

**Anexo 1.** Irradiancia solar y velocidad de aire del CSCA tipo I durante los cinco días.

Nº	Hora	IRRADIANCIA SOLAR					VELOCIDAD DEL AIRE				
		30/05/2018	31/05/2018	1/06/2018	2/06/2018	12/06/2018	30/05/2018	31/05/2018	1/06/2018	2/06/2018	12/06/2018
1	08:00	503	499	487	500	482	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
2	08:10	522	527	510	518	503	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
3	08:20	540	540	533	536	519	1,6	1,7	1,7	1,7	1,5
4	08:30	556	559	557	555	541	1,7	1,7	1,7	1,8	1,6
5	08:40	576	580	575	572	559	1,8	1,8	1,8	1,9	1,6
6	08:50	591	595	593	588	577	1,8	1,9	1,9	1,9	1,7
7	09:00	606	603	609	602	592	1,9	1,9	1,9	1,9	1,8
8	09:10	621	618	623	614	607	1,9	2	2	1,9	1,8
9	09:20	633	637	637	628	623	2	2	2	2	1,9
10	09:30	647	652	652	645	636	2	2	2	2	1,8
11	09:40	660	667	665	658	650	2	2	2	2	1,9
12	09:50	673	680	677	669	658	2,1	2	2	2	2
13	10:00	683	688	688	679	669	2	2	2	2	2
14	10:10	693	693	697	691	677	2	2	2,1	2,1	2
15	10:20	703	706	706	701	691	2	2	2	2	2
16	10:30	711	716	715	710	701	2,1	2,1	2	2	2
17	10:40	719	725	723	718	710	2,1	2,1	2,1	2,1	2
18	10:50	725	729	730	721	716	2,1	2,1	2,1	2	2
19	11:00	732	737	737	730	723	2,1	2,1	2,1	2,1	2
20	11:10	737	737	743	737	728	2,1	2,1	2,1	2,1	2
21	11:20	742	749	749	742	733	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
22	11:30	747	752	756	743	740	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
23	11:40	751	758	759	758	745	2,1	2,1	2,1	2,1	2
24	11:50	754	754	762	759	754	2,1	2,1	2,1	2,1	2
25	12:00	756	759	761	758	754	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
26	12:10	756	759	762	738	751	2,1	2,1	2,1	2,1	2
27	12:20	754	756	761	757	746	2,1	2,1	2,1	2,1	2
28	12:30	751	754	758	754	746	2,1	2,1	2,1	2,1	2
29	12:40	748	745	757	750	732	2	2	2	2	2
30	12:50	746	749	755	750	729	2	2	2,1	2	2
31	13:00	742	742	751	738	726	2	2	2	2,1	1,9
32	13:10	737	737	743	725	715	2	2	2	2	1,9
33	13:20	732	733	738	722	714	2	2	2	2	1,9
34	13:30	725	726	729	714	708	2	2	1,9	2	1,9
35	13:40	717	718	723	707	702	2	2	1,9	2	1,9
36	13:50	708	705	716	700	696	1,9	1,9	1,9	1,9	1,8
37	14:00	697	706	705	690	685	2	1,9	1,9	1,9	1,8
38	14:10	685	676	693	681	680	1,9	1,9	1,9	1,9	1,8
39	14:20	672	674	684	675	685	1,9	1,8	1,9	1,9	1,8
40	14:30	659	662	673	667	669	1,8	1,8	1,8	1,9	1,8
41	14:40	643	619	660	657	655	1,8	1,8	1,8	1,9	1,7
42	14:50	627	621	645	639	636	1,7	1,7	1,8	1,9	1,7
43	15:00	615	603	629	623	620	1,7	1,7	1,8	1,7	1,6
44	15:10	598	577	612	610	601	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7
45	15:20	578	559	593	591	582	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
46	15:30	555	550	573	572	562	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6
47	15:40	534	516	552	550	538	1,5	1,5	1,5	1,6	1,4
48	15:50	508	480	529	526	516	1,4	1,4	1,5	1,5	1,4
49	16:00	481	448	506	498	491	1,4	1,3	1,5	1,4	1,4

**Anexo 2.** Temperaturas de entrada, de salida y del ambiente del CSCA tipo I durante los cinco días.

Nº	Hora	30/05/2018			31/05/2018			1/06/2018			2/06/2018			12/06/2018		
		T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.
1	08:00	14,6	10	57,4	13,5	10,7	57,3	13,2	10,6	57,2	13,2	10,2	57,5	14,8	11,2	57,9
2	08:10	14,8	11,4	60,6	13,6	11,6	60,8	13,8	11	60,2	13,6	11,4	60,2	15,8	11,6	60,7
3	08:20	14,8	10,7	62,9	14,4	12,4	63,8	14,2	10,5	62,9	14,4	11	63,2	16,8	12	63,5
4	08:30	15,1	11,3	65,9	14,7	11,9	66,5	14,6	11,9	66	14,5	12,5	65,9	17,7	13,3	66,6
5	08:40	15,3	12,3	68,5	14,7	13	69,5	14,9	12,2	69,1	14,8	13,5	69,1	18	13,9	70
6	08:50	15,8	13,2	70,9	15,3	14,5	72	15,6	13,5	71,8	15,1	13,8	72	17,7	14,1	72,7
7	09:00	16,2	12,7	73,2	15,6	13,8	74,3	15,8	14	74,3	15,3	15,2	74,6	17,7	15,1	74,3
8	09:10	16,4	13,6	75	15,8	14,8	76	16,6	14	75,9	15,8	15,7	76,5	18	16,1	76,2
9	09:20	16,6	14,2	77,1	16,4	14,6	77,9	16,8	13,5	77,5	16	15,5	78,5	18,5	14,9	77,9
10	09:30	16,9	13,9	78,7	16,7	16	79,7	17,2	14	78,4	16,5	15,6	80	19,5	15,7	79,2
11	09:40	17,6	14,4	79,7	17,3	14,9	80,7	17,4	14,5	79,5	16,7	15,7	81,3	19	14,9	80,5
12	09:50	17,3	13,9	80,3	17,8	15,6	82,3	17,8	15,2	81,2	17,3	16,6	83	19,4	16	81,1
13	10:00	17,9	16	81	18	17,5	83,4	18,2	16,1	82,6	17,9	17,6	84,3	19,8	16,3	82,7
14	10:10	18,2	14,6	82,9	19,3	15,7	84,2	18,4	17,6	84	17,9	17,1	85,3	20,4	17,1	83,3
15	10:20	18,6	17,1	84,2	19,3	18,1	85,3	19	15,6	84,8	19,4	17,4	85,9	20,2	18,8	85,8
16	10:30	18,8	18	86,2	19,7	18	87,2	19,2	16,1	85,5	19,3	18,2	86,7	20,6	17,6	86,9
17	10:40	19,3	18,4	87,6	20,3	16,9	87,8	19,3	16,7	86,6	20,2	18,6	88,3	20,7	18,8	88,3
18	10:50	19,7	17,9	88,7	20,3	17,9	88,4	19,7	18,6	88,2	20,5	17,6	88,5	21,3	19,5	89,3
19	11:00	19,9	17,1	88,9	21,1	17,9	90,1	20,1	17,2	89,2	20,8	19,5	89,7	21,3	19,6	91,1
20	11:10	20,2	17,5	90,1	21,2	17,6	90	20,2	18,4	90,6	21	19,9	90,9	22,2	18,9	91,4
21	11:20	20,5	18,4	91,1	21,5	17,3	90,7	20,6	18,5	91,7	21,4	18,5	91,4	21,6	19,3	92,6
22	11:30	20,9	19,1	92,6	21,9	18,4	91,3	20,8	19,3	92,5	22,4	18,9	91,6	22,3	20,2	93,5
23	11:40	21,3	18,9	93	22,6	19	92,8	21,1	19,2	93,6	22,6	21,6	93,6	23,2	18,6	93,9
24	11:50	21,6	19,1	93,2	22,4	20,4	93,4	21,4	19,9	93,7	23,2	22	95,7	23,3	19,9	93,7
25	12:00	21,8	19,2	93,2	23,3	21,4	94,5	21,6	18,6	93,2	23,9	21	95,2	23,9	20,4	94,6
26	12:10	22,6	18	93	23,4	20,7	94,8	22,3	19,2	94	23,5	22,6	93,5	24,5	19,8	94,3
27	12:20	22,3	19,8	92,4	23,1	21,9	95,4	22,1	18,9	93,7	23,9	21	93,5	24,9	17,7	93,1
28	12:30	22,8	20,1	92,3	23,8	21,4	95,2	22,6	17,9	92,6	23,8	22,5	93,4	25,6	18,9	93,3
29	12:40	23	19,8	90,8	24,5	19	92	22,8	17,6	91	24,2	22,3	93,5	25,8	18,8	92,3
30	12:50	23,2	19,2	90	24,9	19,6	91,7	22,5	17,9	89,9	24,3	21,2	91,9	25,5	17,6	90,4
31	13:00	23,6	19,6	89,5	24,6	20,3	89,6	22,8	18,3	87,8	23,9	21,2	92,5	25	17,8	88,6
32	13:10	23,5	19,9	89	24,5	20,3	89,4	23,5	16,9	86,8	24,5	19,4	89,9	24,7	17,3	87,4
33	13:20	23,7	18,9	87,8	24,9	19,4	88,4	24,1	16,8	86,4	24,4	19,7	88,2	25,3	18,2	87,1
34	13:30	24,3	18,6	87,1	24,8	18,9	87,5	24,2	17,6	85,4	24,2	19	87,2	25,7	18,3	86,9
35	13:40	23,9	18,6	85,8	24,2	18,3	85,6	24,5	15,7	83,9	23,9	20,2	86,9	25,8	18,6	85,9
36	13:50	24,1	19,1	85,3	24,7	17,4	84,4	24,2	18	83,5	24,2	20	85,3	25,7	18,6	85,3
37	14:00	24,1	19,1	84,4	24,5	19,6	84,6	24	16,6	82,1	25,3	18,3	84,5	25,7	18,4	85,3
38	14:10	24,2	17,6	83,2	24,6	19,9	84	24,5	16,1	80,8	25,1	18,5	83,5	25	18	85
39	14:20	24,2	17,9	81,9	24,9	18,5	81,9	24,3	17,2	80,4	25,2	20	83,1	27	19,5	84,5
40	14:30	24,7	16,6	80	24,9	18,2	81,3	24,3	16,1	79,7	25	19,5	82,6	25,9	18,1	83,3
41	14:40	24,5	15,6	78	24,9	18,6	80	24,2	16	78,1	24,6	20,3	82,3	26	17,6	81,8
42	14:50	24,2	16,1	76,4	25,3	17,3	76,9	24	16,3	76,9	24,9	20,4	81,9	25,7	16,9	79,6
43	15:00	24,2	16,9	75,5	24,8	16,3	74,6	23,7	17	76,1	25,1	19,6	79,2	26,5	18	78,1
44	15:10	24,2	18,1	74,7	25,1	15,5	72,7	23,9	15	73,5	25,2	20,3	78,3	26,8	16,9	76,2
45	15:20	24,3	16,8	72,5	24,5	15,8	69,8	23,9	16,2	71,9	25,9	20,4	77,2	27,2	17,6	74,4
46	15:30	24,6	16,3	70,3	24,3	16,1	67,9	23,6	15,7	70,3	26,2	20,3	75,1	27	16,8	72,6
47	15:40	24,1	18,2	69	24,6	15,1	65,5	23,7	16,3	68,6	26	19,2	72,6	26,6	16,5	70
48	15:50	24,3	18	67	24,4	14,8	63,2	23,3	16,6	66,8	25,8	18,8	69,6	26,2	16,9	68,6
49	16:00	24,3	17,2	64,3	24,2	14,4	60,4	23,6	17,3	64,7	25,6	17,3	66,5	25,9	16,8	66,4

**Anexo 3.** Irradiancia solar y velocidad de aire del CSCA tipo II durante los cinco días.

Nº	Hora	IRRADIANCIA SOLAR					VELOCIDAD DEL AIRE				
		17/06/2018	19/06/2018	20/06/2018	21/06/2018	23/06/2018	17/06/2018	19/06/2018	20/06/2018	21/06/2018	23/06/2018
1	08:00	483	490	478	473	442	1,5	1,4	1,4	1,4	1,3
2	08:10	500	503	495	490	464	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3
3	08:20	516	518	512	511	498	1,6	1,5	1,5	1,4	1,4
4	08:30	541	533	528	529	525	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
5	08:40	561	551	545	547	542	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
6	08:50	577	569	565	564	562	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
7	09:00	583	589	583	580	578	1,6	1,7	1,7	1,6	1,6
8	09:10	585	605	595	596	585	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
9	09:20	592	617	615	609	603	1,7	1,7	1,8	1,8	1,8
10	09:30	600	631	628	622	611	1,7	1,8	1,8	1,8	1,7
11	09:40	578	644	641	636	627	1,6	1,8	1,8	1,8	1,8
12	09:50	643	656	654	649	639	1,7	1,8	1,8	1,8	1,8
13	10:00	667	668	665	662	651	1,7	1,8	1,9	1,8	1,8
14	10:10	679	679	677	673	667	1,8	1,9	1,9	1,9	1,9
15	10:20	687	684	684	683	678	1,8	1,9	1,9	1,9	1,9
16	10:30	698	700	696	693	688	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
17	10:40	707	709	705	701	696	1,9	1,8	1,9	2	1,9
18	10:50	718	717	712	709	705	1,9	1,9	2	1,9	1,9
19	11:00	726	724	719	716	712	1,9	1,9	2	1,9	1,9
20	11:10	740	731	726	725	719	1,9	2	2	2	2
21	11:20	720	741	732	728	730	2	2	2	2	2
22	11:30	720	743	737	733	744	2	2	2	2	1,9
23	11:40	743	756	746	739	728	2	2	2	2	2
24	11:50	748	755	745	750	670	1,9	2	2	2	1,9
25	12:00	750	754	746	743	711	2	2	2	2	1,9
26	12:10	755	759	744	748	757	1,9	2	2	2	1,9
27	12:20	753	752	744	744	758	1,9	2	2	2	2
28	12:30	752	752	742	742	749	2	2	2	2	2
29	12:40	751	750	735	743	746	1,9	2	2	2	1,9
30	12:50	751	750	723	741	746	1,9	2	1,9	1,9	1,9
31	13:00	750	746	719	738	741	1,9	1,9	1,9	2	1,9
32	13:10	745	741	727	727	738	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
33	13:20	737	738	719	726	729	1,9	1,9	1,8	1,8	1,9
34	13:30	734	734	712	723	725	1,8	1,9	1,9	1,8	1,9
35	13:40	727	725	709	711	719	1,8	1,9	1,8	1,8	1,8
36	13:50	722	719	707	703	715	1,8	1,8	1,8	1,7	1,7
37	14:00	710	709	698	696	703	1,8	1,8	1,8	1,7	1,8
38	14:10	709	699	686	693	696	1,8	1,8	1,7	1,7	1,7
39	14:20	694	686	671	673	683	1,8	1,7	1,8	1,6	1,7
40	14:30	681	668	655	666	673	1,8	1,8	1,7	1,6	1,6
41	14:40	668	660	651	652	657	1,7	1,7	1,7	1,6	1,6
42	14:50	653	651	640	637	646	1,7	1,6	1,6	1,6	1,6
43	15:00	636	634	623	622	631	1,5	1,6	1,6	1,5	1,6
44	15:10	618	613	581	606	614	1,6	1,5	1,5	1,5	1,5
45	15:20	598	593	420	590	598	1,5	1,5	1,3	1,5	1,5
46	15:30	573	571	390	571	581	1,5	1,4	1,2	1,4	1,5
47	15:40	551	550	340	549	558	1,4	1,4	1,1	1,4	1,4
48	15:50	529	528	410	530	542	1,4	1,3	1,1	1,3	1,4
49	16:00	508	510	302	509	521	1,3	1,3	1	1,3	1,4

**Anexo 4.** Temperaturas de entrada, de salida y del ambiente del CSCA tipo II durante los cinco días.

Nº	Hora	17/06/2018			19/06/2018			20/06/2018			21/06/2018			23/06/2018		
		T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.	T. Ent.	T. Amb.	T. Sal.
1	08:00	14,5	11,6	58,6	13,4	9,8	57,3	14,6	11,6	57,2	15,4	10,3	55,6	15,7	10,3	53,7
2	08:10	15,3	12,5	61,9	13,9	11,5	60,8	15,4	11,6	60,2	15,8	11,4	59,1	16,7	12	56,4
3	08:20	15,8	12	64,6	14,4	11,9	63,8	15,9	11,6	62,9	16,5	12,5	62,7	16,6	13	60,6
4	08:30	16,2	13,3	67,5	15,2	12,4	66,5	16,5	13,3	66	17,1	13,4	66,6	17	13,6	64,5
5	08:40	16,8	12	70,7	15,5	13,3	69,5	16,9	13,1	69,1	17,7	13,5	69,8	18,1	13,9	68,4
6	08:50	17,3	14	73,3	16,3	12,8	72	17,5	13,9	71,8	18,6	15,1	72,2	18,8	14,7	71,6
7	09:00	19,1	14,5	75,2	17,4	13,8	74,3	18,9	13	74,3	19,1	15,2	75,3	19,4	15,2	73,9
8	09:10	18,8	14	76,5	18,5	14,3	76	19,8	13,8	75,9	19,3	15,3	77,6	19,8	16,5	76,6
9	09:20	18,5	14,9	78	18,4	13,3	77,9	20	15,5	77,5	20,8	15,9	79,3	19,8	16,2	78,9
10	09:30	19,5	15,2	79,1	19,8	13,7	79,7	20,1	14,6	78,4	21,6	15,8	80,8	20,4	16,5	80
11	09:40	18,6	14,1	75,6	20,3	15,2	80,7	21,6	14,8	79,5	21	15,6	81,6	21,2	15,8	81,5
12	09:50	20,3	16,6	79,4	20,1	15	82,3	20,9	16,5	81,2	21,6	16,5	82,6	21,8	16,8	82,4
13	10:00	21,8	16,9	81,8	20,3	15,9	83,4	21,3	17,4	82,6	20,8	16,9	83	22	17,6	83
14	10:10	20,7	15,6	83,2	21	16,2	84,2	21,9	16,9	84	21,2	17,7	84	22,8	17,9	84,9
15	10:20	21,5	17,2	84,8	20,9	15,4	85,3	21,7	16,6	84,8	21,6	16,6	84,9	23,3	17,6	86,1
16	10:30	22,2	16,6	85,9	21,7	16,8	87,2	21,1	18,3	85,5	22,5	17,9	86,1	23,9	18,5	87
17	10:40	22,9	17,5	87,6	21,9	16,6	87,8	21,4	18,9	86,6	23	18,6	88,3	24,4	18	87,7
18	10:50	23	18,3	88,6	22,4	17,1	88,4	22	17,2	88,2	24	18,7	90	23,2	19,3	88,8
19	11:00	23,1	17,4	90,3	21,3	19,4	90,1	21,9	20,5	89,2	23,9	18,9	91,3	24	19,3	89,8
20	11:10	23,6	19	91,7	21,4	20,2	90	22,1	19,5	90,6	24	18,9	92,6	24,4	19	91,3
21	11:20	22,4	17,2	89,7	22	20,7	90,7	22,1	21	91,7	24,3	19,6	92,6	24,4	18,8	92,5
22	11:30	22,9	17,7	89,8	22,6	20,6	91,3	22,7	20,5	92,5	24,2	20,2	93,9	24,3	20,2	91,9
23	11:40	23,9	17,3	91,5	22,5	20,2	92,8	23	21,9	93,6	23,8	20,1	95,2	24,5	18,9	92,5
24	11:50	23,6	20	93,6	22,3	19,5	93,4	23,6	20,6	93,7	24,1	21,6	94,4	24,5	19,4	90,7
25	12:00	24,4	19,7	94,5	22,8	20,1	94,5	23,8	19,2	93,2	24	22,9	95,8	24,5	19,6	90
26	12:10	24,8	19,1	94,9	23,4	20,2	94,8	24,6	20,9	94	25	20,6	94,6	25,6	19,8	93
27	12:20	24,2	19,7	95	23,6	20,1	95,4	24,6	19,5	93,7	25,1	19,9	92,9	25,2	21,3	94,3
28	12:30	24,3	19,2	94,4	23,9	21,5	95,2	25	21,2	92,6	25,3	22,2	92,9	26	18,5	93,1
29	12:40	24,5	20,3	94,2	24,6	21,7	92	25,5	21,9	91	25,2	20,9	92,6	25,5	21,2	93,9
30	12:50	24,9	19,3	93,7	24,7	21,5	91,7	25,6	21,7	89,9	25,3	21,5	92,6	25,6	21,4	94
31	13:00	26	19,6	92,5	24,6	20,6	89,6	26	20,6	87,8	26,1	19,7	91,3	25,5	20,1	92,4
32	13:10	24,9	19	91,3	25	19,9	89,4	26	21,9	86,8	26	20,8	90,5	26,5	21,3	92,7
33	13:20	25,3	20,2	90,7	25,8	20,3	88,4	26,9	22,3	86,4	26	19,5	88,3	26,3	20,1	89,6
34	13:30	25,1	19,2	89,8	25,6	19,8	87,5	26,9	21,2	85,4	26,6	21,1	88,8	26,2	18,9	87,5
35	13:40	25,5	18,7	89	25,3	20,5	85,6	26,9	22,3	83,9	26,7	18,1	86,6	26,6	21,4	87,6
36	13:50	25,3	18,7	87,9	25,3	21,1	84,4	26,9	22,3	83,5	27	18,7	85,2	27,2	20,2	86,9
37	14:00	25,5	19	87	25,7	20,3	84,6	27,9	21,9	82,1	27,6	18,4	84,5	26,5	18,1	85,6
38	14:10	25,1	19,7	87,3	26,1	21,3	84	27,8	21,8	80,8	27	17,8	83,1	26,9	19	84,6
39	14:20	25,1	19,9	86,4	26	20,6	81,9	27,8	18,2	80,4	27,5	17,1	81,9	26,8	18,7	84,4
40	14:30	25,3	19,9	85,2	26,5	19,8	81,3	27,6	16,9	79,7	26,7	17,3	80,3	26,7	19,4	83,2
41	14:40	25,5	19,9	84,1	26	21	80	27	17,9	78,1	26,9	16,8	78,9	28,1	18,4	82,8
42	14:50	25,2	19	83,2	26,2	20,2	76,9	26,4	18,4	76,9	26,6	16,3	76,9	27	17,9	81
43	15:00	25,6	18,6	81,9	26,9	17,9	74,6	27,2	17,5	76,1	26,3	16,2	76,1	27,8	17,2	79,3
44	15:10	25,3	18	79,5	27	18	72,7	26,8	17,3	73,5	26,3	16,1	74,3	27,2	17,8	77,4
45	15:20	25,7	17,1	77	26,1	15,3	69,8	26,5	16,2	71,9	26,2	14,9	72,3	26,6	16,3	74,8
46	15:30	25,3	17,3	75,2	25,9	15,9	67,9	26,3	15,8	70,3	26,4	16,4	70,5	27,1	17,4	73,4
47	15:40	24,9	17	72,7	25,9	15,7	65,5	25,9	14,6	68,6	25,8	14,6	68	26,6	17,3	71,5
48	15:50	24,9	16,6	70,2	25,9	15,7	63,2	26,2	16,5	66,8	25,9	16	66,7	26,1	17	69,7
49	16:00	24,9	16,3	68	25,5	14,4	60,4	25,4	13,5	64,7	26	15,2	64,6	26,2	16,9	67,5