



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**Diseño y construcción de un colector solar para
calentamiento de agua, utilizando la teoría
constructal**

presentada por

Ing. Sergio Elizalde Beltran

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Efraín Simá Moo

Codirector de tesis

Dr. Iván Alejandro Hernández Pérez

Cuernavaca, Morelos, México. Abril de 2026.



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 23/marzo/2026

Oficio No. SAC/096/2026

Asunto: Autorización de impresión de tesis

SERGIO ELIZALDE BELTRÁN
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Diseño y construcción de un colector solar para calentamiento de agua, utilizando la teoría constructal"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

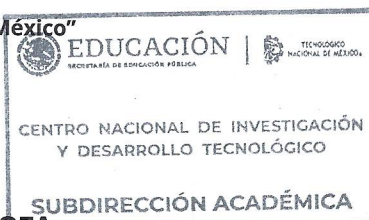
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2026
año de
Margarita
Maza

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 18/marzo/2026

OFICIO No. DIM/064/2026

Asunto: Aceptación de documento de tesis

CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Sergio Elizalde Beltrán con número de control M24CE032, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado **"Diseño y construcción de un colector solar para calentamiento de agua, utilizando la teoría constructal"** y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

Dr. Efraín Simá Moo
Director de tesis

Dr. Iván Alejandro Hernández Pérez
Codirector de tesis

Dra. Yvonne Chávez Chena
Revisor 1

Dra. Sara Lilia Moya Acosta
Revisor 2

Dr. Miguel Ángel Chagolla
Aranda
Revisor 3

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante



2026
año de
**Margarita
Maza**

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1408,
e-mail: dim_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

Dedicatoria

Dedico el presente trabajo a mi familia por su apoyo, motivación y comprensión.

A mi madre Concepcion Beltrán González, a mi padre Sergio Elizalde Velázquez y a mi hermano Alberto Elizalde Beltrán, quienes forman un importante pilar en mi vida.

A mis abuelos a quienes les tengo un gran aprecio, respeto y amor y siempre han estado conmigo desde niño.

A mis tíos y primos por toda la motivación que me brindaron y por creer en mí.

A mis mascotas porque también forman parte importante para mí y me acompañan en el trayecto de mi vida.

A mi pareja, quien es una persona muy importante en mi vida y quien me brinda su apoyo en todo momento.

A todas las personas que me acompañaron durante este camino y me brindaron su apoyo para alcanzar este gran logro.

Agradecimientos

Primeramente, agradezco a Dios por haberme brindado salud, fortaleza y perseverancia a lo largo de este camino, permitiéndome culminar una de las etapas más importantes de mi formación académica.

A mis padres y a mi hermano, por ser el pilar fundamental de mi vida, por su apoyo incondicional, sus palabras de aliento y su confianza en cada una de las decisiones que he tomado. Este logro también es suyo.

A mi pareja, María Ramírez, por ser mi compañera de vida y por caminar a mi lado durante todo este proceso. Gracias por tu paciencia, tu amor y tu apoyo constante; por creer en mí incluso en los momentos más difíciles y por llenar mis días de luz. Sin duda, tu presencia hace que este logro tenga un significado aún más especial.

Al Dr. Efraín Simá Moo, por su valiosa guía, por la confianza depositada en mí y por brindarme la oportunidad de formar parte de su equipo de trabajo. Su apoyo y enseñanzas han sido fundamentales en mi desarrollo académico y profesional.

A mi comité revisor: Dra. Yvonne Chávez Chena, Dra. Sara Lilia Moya Acosta y Dr. Miguel Ángel Chagolla Aranda, por sus observaciones, comentarios y valiosos consejos, los cuales enriquecieron y fortalecieron esta investigación.

A mis compañeros de la maestría, por compartir conocimientos, experiencias y momentos que hicieron de este proceso una etapa inolvidable. Gracias por su apoyo y, sobre todo, por su amistad.

A todo el personal del Cenidet, por contribuir, de una u otra forma, en este proceso académico.

Finalmente, expreso mi más sincero agradecimiento al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) y a la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI), por brindarme la oportunidad de formarme profesionalmente y alcanzar esta meta.

Índice

Lista de Figuras.....	i
Lista de Tablas	v
Nomenclatura.....	vi
Resumen	viii
Abstract	ix
1. Capítulo 1. Introducción.....	1
1.1 Demanda de energía térmica en el sector residencial y sus implicaciones.....	1
1.2 Uso de la energía solar térmica	2
1.3 Principios de la Teoría Constructal	3
1.4 Planteamiento del problema.....	4
1.5 Justificación	4
1.6 Revisión de la literatura.....	5
1.6.1 Fundamentos y clasificación de los colectores solares.....	5
1.6.2 Cubierta transparente	7
1.6.3 Placa absorbedora.....	8
1.6.4 Aislante térmico.....	9
1.6.5 Carcasa	10
1.6.6 Arreglo de tubos	10
1.6.7 La importancia del flujo en el FPSC y un enfoque aplicando principios de la teoría constructal.....	12
1.6.8 Principios y aplicaciones de la teoría constructal.....	12
1.6.9 Otras técnicas para incrementar la eficiencia en un FPSC	13
1.6.10 Conclusión de la revisión de la literatura.....	14
1.7 Objetivo general	15
1.8 Objetivos específicos.....	15
1.9 Alcance	16

1.10 Estructura de la tesis.....	16
2. Capítulo 2. Marco teórico.....	18
2.1 Energía solar térmica.....	18
2.1.1 Definición y clasificación	18
2.2 Colectores solares térmicos	19
2.2.1 Clasificación de los colectores solares	19
2.2.2 Colector solar de placa plana	20
2.3 Mecanismos de transferencia de calor.....	21
2.3.1 Conducción	21
2.3.2 Convección.....	21
2.3.3 Radiación	22
2.4 Modelo físico	22
2.5 Modelo matemático.....	24
2.6 Ecuaciones gobernantes en ANSYS Fluent.....	25
2.7 Fundamentos teóricos de la teoría constructal.....	27
3. Capítulo 3. Simulación y diseño del colector solar con los principios de la TC	30
3.1 Metodología	30
3.2 Simulación en CFD de las geometrías reportadas en la literatura	31
3.2.1 Metodología para la creación de las geometrías y análisis de las geometrías	33
3.3 Diseño del conjunto de tubos del colector solar	38
3.3.1 Análisis de calidad numérica.....	38
3.3.2 Descripción general del diseño	40
3.3.3 Comparación de resultados de la geometría propuesta con las geometrías convencionales.....	42
3.4 Evaluación del uso de aletas con material reciclable	45
3.4.1 Planos de construcción del prototipo.....	45
3.4.2 Selección de aletas utilizando material reciclable	46
3.4.3 Construcción del prototipo.....	46
3.4.4 Instrumentación del prototipo	49

3.4.5	Instalación y puesta en marcha del prototipo	50
3.4.6	Evaluación y discusión de resultados del prototipo	52
4.	Capítulo 4. Construcción e instrumentación del colector solar	60
4.1	Selección de los materiales de construcción.....	60
4.1.1	Cubierta transparente	61
4.1.2	Aislante térmico.....	61
4.1.3	Tuberías.....	62
4.1.4	Superficie absorbedora (aletas)	62
4.1.5	Carcasa.....	63
4.1.6	Termotanque.....	64
4.2	Proceso de construcción del colector solar	65
4.3	Instrumentación del colector solar	68
4.3.1	Distribución de los sensores en el colector solar.....	69
4.3.2	Distribución de los sensores en el termotanque	70
4.4	Instalación del colector solar	71
5.	Capítulo 5. Análisis y discusión de resultados.....	73
5.1	Temperaturas de entrada, salida y termotanque del colector solar.....	73
5.2	Temperaturas del aire, tuberías y aletas.....	75
5.3	Temperaturas exteriores del colector solar	78
5.4	Radiación solar.....	80
5.5	Caudal del flujo.....	81
5.6	Flujos de calor: vidrio, parte lateral e inferior	82
5.7	Eficiencia del FPSC.....	83
5.8	Temperatura de operación de los colectores	87
5.9	Comparación de resultados respecto trabajos de la literatura.....	88
6.	Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones	91
6.1	Conclusiones	91
6.2	Recomendaciones.....	92
	Referencias bibliográficas	94

7.	Anexo A.....	102
8.	Anexo B.....	104
9.	Anexo C. Productos académicos y retribuciones sociales.....	106

Lista de Figuras

Figura 1.1. Consumo energético para el sector residencial en México [1].	2
Figura 1.2. Clasificación de los colectores solares [13].	6
Figura 2.1. Clasificación de la energía solar.	19
Figura 2.2. Componentes de un colector solar de placa plana.	20
Figura 2.3. Modelo físico y balance energético global de un colector solar de placa plana (irradiancia incidente G , energía útil Q_u y pérdidas térmicas Q_L).	23
Figura 2.4. Configuraciones geométricas observadas en la naturaleza [65].	28
Figura 2.5. Modelo geométrico para la optimización del ángulo de bifurcación [66].	29
Figura 3.1. Diagrama de flujo de la metodología de investigación para el diseño, evaluación CFD, construcción e instrumentación del colector solar de placa plana basado en la teoría constructal.	31
Figura 3.2. Diagrama de flujo de la metodología numérica implementada para la simulación de las geometrías.	33
Figura 3.3. Geometrías modeladas en DesignModeler para el análisis CFD: (a) arreglo de tubos paralelos y (b) configuración tipo serpentín.	34
Figura 3.4. Definición de secciones nombradas (Named Selections) para el mallado y la aplicación de condiciones de frontera: entrada, salida y superficies de tubería en las geometrías de tubos paralelos y serpentín.	34
Figura 3.5. Discretización del dominio de flujo para el análisis CFD: (a) mallado tetraédrico en la geometría de tubos paralelos y (b) mallado hexaédrico en las geometrías tipo serpentín.	35
Figura 3.6. Contornos de temperatura en las tuberías del FPSC para un caudal de 3 L/min: (a) caso de referencia [67], (b) geometría de tubos paralelos replicada y (c) geometría tipo serpentín.	36
Figura 3.7. Contornos de presión en las tuberías del FPSC para un caudal de 3 L/min: (a) caso de referencia, (b) geometría de tubos paralelos replicada y (c) geometría tipo serpentín.	37
Figura 3.8. Residuales para la simulación numérica de la geometría propuesta.	39

Figura 3.9. Geometría propuesta del arreglo de tuberías basado en la teoría constructal: rama principal, ramificaciones secundarias, tubos elevadores y cabezal del colector.	41
Figura 3.10. Contornos de temperatura y presión en el arreglo de tuberías de la geometría propuesta basada en la teoría constructal (caudal de 3 L/min).....	42
Figura 3.11. Vectores de velocidades de las geometrías analizadas.	44
Figura 3.12. Planos CAD de la carcasa del prototipo para la evaluación de aletas: (a) desarrollo de lámina galvanizada y (b) tapas laterales para el cierre del ensamble.	45
Figura 3.13. Ejemplos de latas de aluminio disponibles en el mercado mexicano consideradas para la fabricación de aletas.	46
Figura 3.14. Carcasa del prototipo para la evaluación de aletas: (a) representación CAD del plegado y los divisores internos y (b) fotografías del ensamble fabricado.	47
Figura 3.15. Instalación del aislamiento térmico en la carcasa y preparación de las tapas móviles con perforaciones para el paso de las tuberías.	48
Figura 3.16. Instalación de las aletas y los tubos del prototipo.	49
Figura 3.17. Instrumentación del prototipo para evaluación de aletas: a) sensores de temperatura por canal (A-E) y sensores de flujo; b) sensores de temperatura en el depósito de almacenamiento (10 litros).	50
Figura 3.18. Instrumentación del prototipo. a) depósitos b) tubería y aletas c) disposición final del colector.	51
Figura 3.19. Montaje del prototipo para la evaluación de aletas de manera experimental. .	52
Figura 3.20. Evolución temporal de temperaturas en el prototipo de aletas: (a) temperatura de entradas T_{in} para las configuraciones A-C y temperatura ambiente, y (b) temperatura de salida T_{out} para las configuraciones A-C y temperatura ambiente.	55
Figura 3.21. Evolución temporal de la temperatura de los depósitos del prototipo para la configuración A-C y comparación con la temperatura ambiente.	56
Figura 3.22. Evolución temporal de la irradiancia solar medida durante los días de prueba.	57
Figura 3.23. Temperaturas en el prototipo de aletas: (a) temperaturas de las aletas en puntos cercanos a la entrada y salida de agua, (b) temperatura superficial de las tuberías	

paras las tres configuraciones, y (c) temperatura del aire en el interior del colector por cada canal (A-E).	59
Figura 4.1. Ubicación geográfica del banco de pruebas en el TecNM–CENIDET, Campus Ingeniería Mecánica (latitud 18.87° N, longitud 99.22° O) (Google Maps, s. f. [68]).....	60
Figura 4.2. Modelo tridimensional (3D) de la carcasa del colector solar con dimensiones generales de 200 cm × 100 cm × 13 cm.....	65
Figura 4.3. Protección del aislamiento térmico mediante hojas de aluminio en el interior de la carcasa para reducir degradación por exposición a radiación solar.	66
Figura 4.4. Arreglo final de tuberías del colector: (a) geometría y dimensiones principales del trazado con ramificaciones, (b) conjunto de tuberías fabricado en cobre y (c) arreglo instalado en la carcasa con recubrimiento negro mate.....	67
Figura 4.5. Instalación de aletas de aluminio reciclado sobre el arreglo de tuberías del colector para maximizar el área de captación e intercambio térmico.	68
Figura 4.6. Esquema de instrumentación del colector solar y ubicación de sensores de temperatura, caudal, irradiancia y flujo de calor en el sistema.	70
Figura 4.7. Distribución y ubicación del sensor de temperatura utilizado en el termotanque.	71
Figura 4.8. Configuración de montaje del colector solar: orientación (sur geográfico) e inclinación durante las pruebas experimentales.	72
Figura 5.1. Evolución temporal de la temperatura a la entrada del colector, a la salida, en el termotanque y de la temperatura ambiente durante el periodo de pruebas.	75
Figura 5.2. Evolución temporal de temperaturas en el colector solar: a) temperatura del aire interior y de las aletas en las zonas de entrada y salida; b) temperatura del aire interior y de la superficie exterior de los tubos en las zonas de entrada y salida.	78
Figura 5.3. Evolución temporal de las temperaturas exteriores del colector solar en las superficies lateral e inferior, y su comparación con la temperatura ambiente. .	80
Figura 5.4. Evolución temporal de la radiación solar medida en el plano del colector y comparación con la radiación registrada por la estación meteorológica.	81
Figura 5.5. Variación temporal del caudal volumétrico de agua en el circuito por termosifón durante el 20 de diciembre.	82

Figura 5.6. Evolución temporal del flujo de calor en la cubierta de vidrio, la superficie lateral y la superficie inferior del colector solar.....	83
Figura 5.7. Evaluación de la eficiencia térmica del colector de placa plana: a) variación temporal de la eficiencia para los cinco días seleccionados; b) evolución de la eficiencia para el 30 de diciembre; c) eficiencia térmica en función del parámetro de operación definido por la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido y la temperatura ambiente, normalizada por la radiación incidente.	85
Figura 5.8. Evolución temporal de la eficiencia térmica y su relación con la radiación solar incidente y la temperatura del aire en el interior del colector.	86
Figura 5.9. Etiqueta de rendimiento y eficiencia térmica de un colector solar, con rangos de temperatura de operación y parámetros de evaluación conforme a la norma NMX-ES-001-NORMEX-2005 [69].	88

Lista de Tablas

Tabla 3.1. Condiciones de frontera, parámetros de operación y propiedades termofísicas del agua empleadas en la simulación CFD [67].....	32
Tabla 3.2. Tabla de resultados numéricos para el análisis de malla.	39
Tabla 3.3. Comparación de la temperatura de salida y la caída de presión obtenidas por CFD para la geometría propuesta y las configuraciones convencionales (tubos paralelos y serpentín).	43
Tabla 3.4. Temperaturas máximas y mínimas registradas en la entrada y la salida para cada configuración de tubería del prototipo de aletas.....	53
Tabla 4.1. Propiedades ópticas y térmicas del vidrio transparente.	61
Tabla 4.2. Propiedades termofísicas del aislante térmico Foamular 250	62
Tabla 4.3. Propiedades termofísicas y radiativas del cobre.....	62
Tabla 4.4. Propiedades termofísicas y radiativas consideradas para las latas de aluminio. .	63
Tabla 4.5. Propiedades termofísicas y radiativas de la lámina galvanizada.....	64
Tabla 4.6. Capacidad de almacenamiento recomendada del termotanque en función del número de personas usuarias.	65
Tabla 4.7. Incertidumbre y rango de operación de los sensores empleados en el colector solar.	70
Tabla 5.1. Valores máximos y mínimos de temperatura registrados a la entrada del colector, a la salida y en el termotanque.	75
Tabla 5.2. Valores máximos y mínimos de temperatura registrados en aletas, tuberías y aire al interior del colector solar.	77
Tabla 5.3. Eficiencia térmica diaria del colector solar para los cinco días seleccionados y su incertidumbre experimental.....	87
Tabla 5.4. Comparación de desempeño de colectores solares de placa plana reportados en la literatura y del presente estudio	89

Nomenclatura

Símbolo	Descripción
q_{cond}	Conducción de calor
q_{conv}	Convección
q_{rad}	Radiación
T_{sup}	Temperatura de superficie
T_{α}	Temperatura del fluido
G	Irradiancia solar
A_c	Área superficial del colector
U_L	Coefficiente global de pérdidas de calor
F_R	Factor de remoción de calor
$\dot{m}$	Flujo másico
C_p	Calor específico
k	Constante de conductividad térmica
A	Area
h	Coefficiente convectivo
D_i	Diámetro de la rama
L_i	Longitud de la rama
a_D	Factor de escala para el diámetro de la rama
a_L	Factor de escala para la longitud de la rama
Subíndices de temperaturas	
sup	Superficie
α	Fluido
pla	Placa
amb	Ambiente
i	Media del fluido
in	Entrada
out	Salida
tt	Termotanque
f	Aleta
p	Tubo
Lat	Lateral
Inf	Inferior
Subíndices de energía	

abs	Absorbida
u	Útil
L	Pérdida
Subíndices de flujo de calor	
Vid	Superficie del vidrio
Lat	Superficie exterior lateral
Inf	Superficie exterior inferior
Griegas	
η	Eficiencia del colector solar
τ	Transmitancia
α	Absortancia
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ΔT	Diferencia de temperaturas
β	Ángulo óptimo de bifurcación
ρ	Densidad
Acrónimos	
GEI	Gases de efecto invernadero
FPSC	Colector solar de placa plana
TC	Teoría constructal
TIM	Material aislante transparente
CFD	Dinámica de fluidos computacionales
PCM	Material de cambio de fase

Resumen

Este trabajo propone un nuevo diseño de un colector solar de placa plana, con una geometría ramificada basado en la teoría constructal, utilizando diversos diámetros y bifurcaciones cercanas a 45° , el cual es evaluado desde el nivel de componente hasta el sistema completo. La metodología integra simulaciones CFD para tres configuraciones hidráulicas (tubos paralelos, serpentín y red constructal) bajo condiciones de un estudio de referencia. En CFD, las temperaturas de salida se ubican en 303.0–305.6 K para las tres alternativas, mientras la caída de presión descende de 518.1 Pa en el serpentín a 57.3 Pa en la red constructal, lo que facilita el movimiento natural del fluido debido a las fuerzas de flotación, permitiendo una respuesta térmica más homogénea en el absorbedor. Previo a la construcción del colector solar, se evaluó un banco experimental para cuantificar el efecto térmico de aletas fabricadas con latas de aluminio reciclado con diversos acabados superficiales. Las aletas con acabado negro elevan la temperatura hasta 4°C en su depósito de agua, lo que indica una mayor ganancia de energía térmica respecto a las demás configuraciones analizadas. Una vez concluida esta etapa se procedió con la construcción del colector solar basado en la teoría constructal, el equipo cuenta con dimensiones de $200\text{ cm} \times 100\text{ cm} \times 13\text{ cm}$, el cual está acoplado a un termotanque con una capacidad de almacenamiento de 150 L. La evaluación experimental se llevó a cabo bajo condiciones reales de operación, con irradiancia máxima de 994.5 W/m^2 , con una variación del caudal entre 0.15 y 4.09 L/min; la temperatura de salida alcanza un valor aproximado de 73.5°C y el termotanque 52.7°C . Asimismo, obtiene con un aumento de temperatura entre entrada–salida de hasta 30°C . La eficiencia diaria promedio se estima en aproximadamente 14 %; en el intervalo de 10:00 a 16:00 se registra un valor medio cercano al 8 %, mientras que después de las 16:00 se alcanzan valores próximos al 47 %, atribuibles a la liberación de energía térmica acumulada en el sistema. Estos valores cuentan con una estimación de incertidumbre a partir de especificaciones de los instrumentos de medición. La novedad se sustenta en una ruta de diseño termo-hidráulico validada para termosifón que vincula criterios constructales con reducción de pérdidas y mejoras térmicas medibles, junto con la sustitución de la placa absorbedora por la implementación de aletas de aluminio reciclado, con reglas transferibles de geometría y manufactura (diámetros comerciales 1.3, 1.9 y 2.5 cm, con una separación de ramificaciones del orden de 25–29 cm).

Abstract

This paper proposes a new design for a flat-plate solar collector with a branched geometry based on constructal theory, using different diameters and bifurcations close to 45° , which is evaluated from the component level to the complete system. The methodology integrates CFD simulations for three hydraulic configurations (parallel tubes, coil, and constructal network) under reference study conditions. In CFD, the outlet temperatures are 303.0–305.6 K for the three alternatives, while the pressure drop decreases from 518.1 Pa in the coil to 57.3 Pa in the constructal network, which facilitates the natural movement of the fluid due to buoyancy forces, allowing for a more homogeneous thermal response in the absorber. Prior to the construction of the solar collector, an experimental bench was evaluated to quantify the thermal effect of fins made from recycled aluminum cans with different surface finishes. The fins with a black finish raise the temperature in their water tank by up to 4°C , indicating a greater gain in thermal energy compared to the other configurations analyzed. Once this stage was completed, construction of the solar collector based on constructal theory began. The equipment measures $200\text{ cm} \times 100\text{ cm} \times 13\text{ cm}$ and is connected to a hot water tank with a storage capacity of 150 L. The experimental evaluation was carried out under real operating conditions, with a maximum irradiance of 994.5 W/m^2 , a flow rate varying between 0.15 and 4.09 L/min, an outlet temperature reaching approximately 73.5°C , and a water heater temperature of 52.7°C . It also achieves a temperature increase between inlet and outlet of up to 30°C . Average daily efficiency is estimated at approximately 14 %; from 10:00 a.m. through 4:00 p.m., the average value is around 8 %, while after 4:00 p.m., values reach nearly 47 %, attributable to the release of thermal energy accumulated in the system. These values have an uncertainty estimate based on the specifications of the measuring instruments. The novelty is based on a validated thermo-hydraulic design route for thermosiphons that links construction criteria with loss reduction and measurable thermal improvements, together with the replacement of the absorber plate with recycled aluminum fins, with transferable geometry and manufacturing rules (commercial diameters 1.3, 1.9, and 2.5 cm, with a branch separation of around 25–29 cm).

Capítulo 1. Introducción

En este capítulo se presentan los fundamentos y el contexto general de la energía térmica y su relevancia en el sector residencial. Se describe de forma general la demanda asociada a este servicio energético y el papel de la energía solar térmica como alternativa de aprovechamiento. A continuación, se exponen las principales limitaciones de los colectores solares de placa plana y se introduce la propuesta de un nuevo diseño. Se desarrolla una revisión de la literatura organizada por componentes del colector solar, complementada con un apartado específico sobre el enfoque de la teoría constructal y sus aplicaciones al problema de flujo en este tipo de dispositivos. Finalmente, se establece el planteamiento del problema, la justificación, así como el objetivo general, los objetivos específicos y el alcance de la presente investigación.

1.1 Demanda de energía térmica en el sector residencial y sus implicaciones

La energía constituye un insumo esencial para la operación del sector residencial, al sustentar servicios finales asociados al confort y a las actividades domésticas. En este sector, el consumo se desagrega principalmente en energía eléctrica y energía térmica. Según el análisis de patrones de consumo reportado por Contreras et al. (2022) [1] para México (ver Figura 1.1), la fracción térmica se concentra en usos finales como calentamiento de agua, cocción y, en menor medida, calefacción, por lo que representa una componente significativa de la demanda total residencial. Esta demanda evoluciona en función de la dinámica demográfica y del crecimiento del parque habitacional: el aumento de población y de hogares incrementa el número de viviendas en operación y, con ello, la energía requerida para suministrar dichos servicios térmicos. En este contexto, la estructura de suministro de la energía térmica resulta determinante, ya que una fracción importante se cubre con combustibles fósiles.

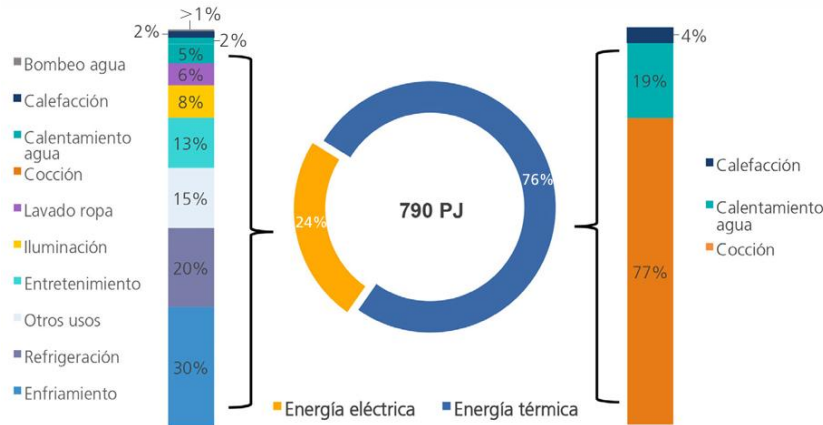


Figura 1.1. Consumo energético para el sector residencial en México [1].

El principal problema radica en que una parte relevante de la demanda térmica residencial se satisface mediante la combustión de combustibles fósiles, principalmente gas LP y gas natural. De acuerdo con el Balance Nacional de energía 2023 (SENER, 2023) [2], el sector residencial se posicionó como el mayor consumidor de gas LP, con 224.57 PJ en 2023. Esta dependencia implica, por un lado, vulnerabilidad económica para los hogares, al estar sujeta a la volatilidad e incremento de precios de los combustibles; por otro lado, impactos ambientales, debido a las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas a la combustión y a la cadena de suministro; y, finalmente, riesgos de sostenibilidad y seguridad energética, al tratarse de recursos finitos cuya disponibilidad a largo plazo es limitada.

1.2 Uso de la energía solar térmica

La incorporación de tecnologías basadas en fuentes renovables se considera una alternativa clave para avanzar hacia la sostenibilidad del sector residencial. En este contexto, la energía solar destaca por su amplia disponibilidad y por su potencial para aplicaciones térmicas, particularmente para el calentamiento de agua (Kalogirou, 2004) [3]. Su aprovechamiento permite reducir la dependencia de combustibles fósiles y, con ello, mitigar impactos económicos y ambientales asociados al suministro de energía térmica. Los sistemas destinados a captar y transformar la radiación solar en calor se conocen como colectores solares; durante su operación no requieren combustión, por lo que no generan emisiones directas en el punto de uso y contribuyen a la reducción de gases de efecto invernadero, además de representar un beneficio económico para los hogares.

Los colectores solares térmicos convierten la radiación solar incidente en energía térmica y la transfieren a un fluido de trabajo. Debido a su versatilidad y a su aplicabilidad en el sector residencial, han sido ampliamente estudiados. En términos generales, estos dispositivos se clasifican en colectores solares concentradores y no concentradores, en función de su temperatura de operación; para aplicaciones domésticas predominan los no concentradores. Dentro de esta categoría se encuentra el colector solar de placa plana (FPSC por sus siglas en inglés), reconocido por su diseño sencillo, facilidad de instalación y bajo costo (Hussain et al., 2018) [4]. No obstante, su desempeño se ve limitado por pérdidas térmicas y por aspectos de diseño que afectan la extracción de calor [5], entre ellos la distribución del flujo en el arreglo de tubos [6]. En consecuencia, existe una oportunidad clara para incrementar la eficiencia térmica mediante la optimización geométrica e hidráulica de sus componentes. Los sistemas convencionales presentan eficiencias térmicas entre un intervalo de 30 – 60%. Dado que el desempeño del FPSC depende de la transferencia de calor y de la distribución del flujo en sus componentes, por lo que resulta pertinente emplear un marco de diseño que permita optimizar la geometría y la accesibilidad del flujo. Esto no solo contribuye a disminuir irreversibilidades termodinámicas y pérdidas energéticas, sino que permite optimizar el aprovechamiento de la radiación solar, lo que sustenta la necesidad de incrementar la eficiencia del sistema.

1.3 Principios de la Teoría Constructal

La teoría constructal (TC) fue propuesta por el ingeniero Adrián Bejan en 1996. Esta ley establece que “para que un sistema persista en el tiempo, debe evolucionar de manera que facilite el flujo que lo atraviesa, maximizando su acceso a las corrientes” (Bejan & Lorente, 2013) [7]. En términos generales, esto implica que los sistemas con transporte de materia y/o energía tienden a evolucionar hacia configuraciones que reduzcan la resistencia al flujo. La TC se fundamenta en patrones de ramificación ampliamente observados en la naturaleza (como venas, árboles, ríos y redes biológicas), donde la geometría se organiza de forma que el transporte ocurra con menor impedancia y mayor accesibilidad (Bejan, 1998) [8].

En sus primeras aplicaciones de ingeniería, la TC se utilizó en el diseño de sistemas térmicos, particularmente en microprocesadores y disipadores de calor, donde la distribución del flujo térmico influye directamente en la eficiencia, el desempeño y la confiabilidad del equipo

(Ghaedamini et al., 2010) [9]. En la actualidad, este enfoque continúa siendo un área de investigación activa, debido a que la configuración de redes de flujo eficientes es un componente central en el diseño de sistemas de transporte, al permitir un compromiso favorable entre simplicidad geométrica, complejidad funcional y rendimiento global (Clemente & Panão, 2024) [10].

1.4 Planteamiento del problema

El calentamiento de agua para uso doméstico representa una aplicación directa y de alto impacto para la energía solar térmica. Sin embargo, en colectores solares de placa plana (FPSC) persisten limitaciones de diseño que restringen el desempeño térmico y la competitividad costo-beneficio en condiciones reales de operación. En particular, la geometría y el arreglo hidráulico influyen de manera determinante en la distribución del flujo, en la uniformidad del intercambio térmico y, por ende, en la capacidad efectiva de extracción de calor, a ello se suman restricciones asociadas a durabilidad y a requerimientos de operación y mantenimiento, que en conjunto limitan su adopción y su adaptación a condiciones climáticas específicas.

Con base en lo anterior, el presente proyecto plantea el diseño y construcción de un FPSC sustentado en los principios de la teoría constructal (Bejan, 1996), empleándolos como criterio de configuración geométrica para favorecer la accesibilidad de flujo y reducir resistencias hidráulicas. La propuesta se desarrolla mediante la comparación sistemática de geometrías reportadas en la literatura, con el objetivo de identificar configuraciones de referencia, establecer sus ventajas y desventajas y, a partir de dicho análisis, definir una geometría mejorada, orientada a incrementar el desempeño térmico del colector desarrollado en este trabajo.

1.5 Justificación

Un colector solar térmico capta la radiación solar y la convierte en energía térmica que es transferida a un fluido de trabajo. Su aplicación en el sector residencial permite sustituir parte del consumo de combustibles fósiles en usos térmicos, en especial en el calentamiento de agua. Como resultado, reduce emisiones de gases de efecto invernadero y permite disminuir el gasto energético del hogar al reducir el uso de gas y electricidad.

Entre las tecnologías disponibles, el colector solar de placa plana (FPSC) destaca por su simplicidad constructiva y su costo accesible. Sin embargo, su desempeño térmico depende de decisiones de diseño que controla pérdidas y extracción de calor. La geometría del arreglo de tubos y la distribución del flujo influyen en la uniformidad del intercambio térmico y en la resistencia hidráulica. Por ello, un diseño que mejore la accesibilidad del flujo y reduzca resistencias podría elevar el rendimiento sin perder viabilidad económica.

La teoría constructal aporta un marco de diseño que orienta la configuración geométrica hacia trayectorias de flujo con menor resistencia y mayor acceso. En consecuencia, este proyecto se justifica en el desarrollo y evaluación de un FPSC basado en los principios de la teoría constructal propuesta por Adrián Bejan. El objetivo es cuantificar su desempeño térmico y compararlo con geometrías convencionales. Una mejora en un FPSC aumentaría el desempeño térmico y contribuiría a disminuir la dependencia de fuentes no renovables para el calentamiento de agua de uso doméstico.

1.6 Revisión de la literatura

A continuación, se presenta la revisión de la literatura en la cual se abordan los trabajos relacionados con colectores solares de placa plana. Esta revisión se enfoca en analizar las diferentes investigaciones y desarrollos tecnológicos de estos equipos. Con base a los diferentes estudios, la revisión del estado del arte se organiza de acuerdo con las modificaciones realizadas en cada uno de sus componentes, con el propósito de identificar las diversas innovaciones y el impacto del diseño en cuanto al desempeño térmico del FPSC.

1.6.1 Fundamentos y clasificación de los colectores solares

El aprovechamiento de la energía solar se remonta siglos atrás, no obstante, en décadas pasadas se han desarrollado avances científicos y tecnológicos orientados en optimizar la conversión y aplicación de esta energía. Entre estas tecnologías destacan los colectores solares, cuyos dispositivos están diseñados para captar y transformar la radiación solar en energía térmica [11]. Un colector solar se define como un intercambiador de calor que convierte la energía proveniente del sol en energía térmica y transfiere parte de esa energía a un fluido que circula a través del sistema [12].

Actualmente, los colectores solares presentan diversas configuraciones y diseños, de esta manera, se clasifican en dos categorías: colectores solares concentradores y no concentradores. La Figura 1.2 muestra la clasificación de los colectores solares con base en el estudio presentado por Vengadesan & Senthil (2020) [13], el cual establece la clasificación por el intervalo de operación en función de la temperatura para el cual están diseñados. Los colectores solares concentradores están diseñados para captar la radiación solar mediante superficies absorbente reflectantes y concentrar la energía en un punto focal para alcanzar temperaturas elevadas, por esta razón, estos colectores se emplean principalmente en aplicaciones industriales. Por otra parte, los colectores solares no concentradores operan en un intervalo de baja a media temperatura, y son utilizados en aplicaciones del sector residencial, principalmente para el calentamiento de agua sanitaria, calefacción de espacios y climatización de piscinas [14]. Dentro de esta categoría, el FPSC destaca por ser un equipo eficiente y versátil en intervalos bajos de temperatura [15].

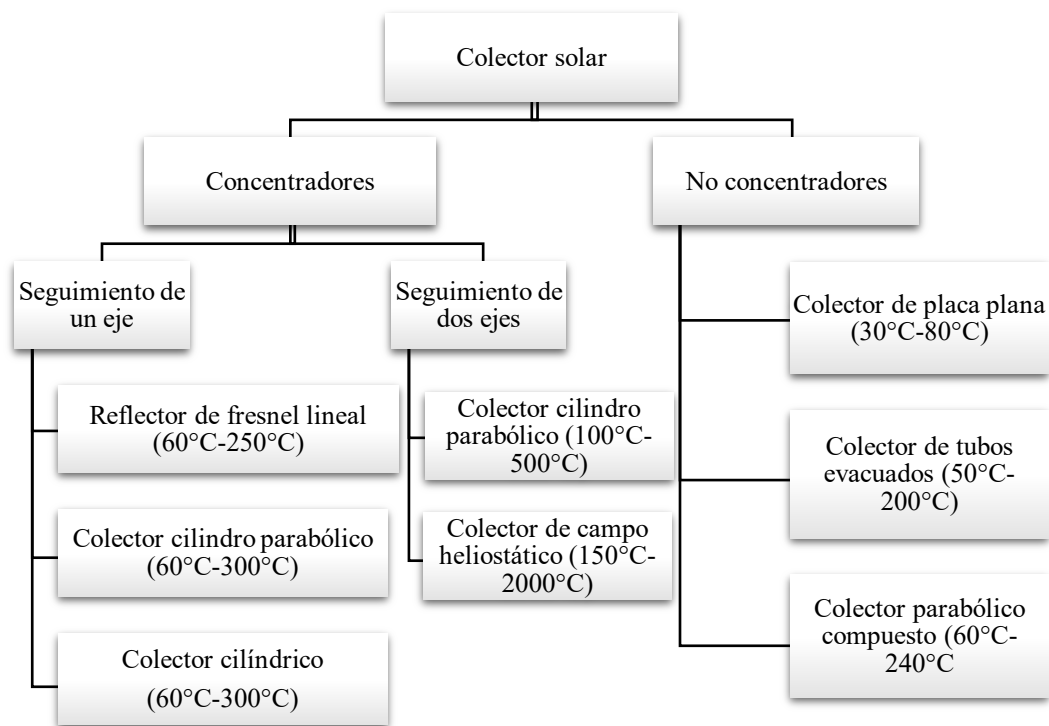


Figura 1.2. Clasificación de los colectores solares [13].

Las investigaciones relacionadas con los FPSC abarcan una diversa cantidad de enfoques orientados a mejorar el rendimiento térmico, lo que resulta relevante considerando su importancia dentro del sector de calentamiento solar frente a otras tecnologías, como los

colectores solares de tubos evacuados. Este tipo de colectores destacan por la capacidad de alcanzar mayores temperaturas, lo que ha favorecido su adopción a nivel mundial, particularmente en países como China. En México, tanto los sistemas de tubos de vacío como los FPSC son comúnmente utilizados; sin embargo, los primeros han ganado mayor popularidad en el sector doméstico debido a su desempeño en condiciones climáticas adversas y su capacidad para operar a mayores temperaturas. No obstante, los colectores de placa plana siguen siendo una opción relevante en aplicaciones donde se privilegia la durabilidad, robustez y operación en climas cálidos, resultando adecuados para el calentamiento de agua en condiciones menos exigentes.

En este sentido, la importancia de los FPSC radica en su simplicidad constructiva, robustez estructural, menores costos de mantenimiento y adecuado desempeño en regiones con alta radiación solar y climas cálidos, lo que los convierte en una alternativa viable para el calentamiento de agua de uso residencial y otras aplicaciones térmicas moderadas. En este sentido, las investigaciones abarcan la modificación de sus componentes, la evaluación de nuevos materiales de construcción, el desarrollo de nuevas configuraciones de diseño y la implementación de estrategias que permitan incrementar la eficiencia térmica del equipo [16]. De esta manera, se busca fortalecer la competitividad de esta tecnología dentro de su rango de operación y consolidar su uso en aplicaciones específicas. A continuación, se presenta una revisión de los trabajos reportados en la literatura, enfocada en las modificaciones estructurales realizadas en los componentes del FPSC, así como la descripción del funcionamiento de cada componente.

1.6.2 Cubierta transparente

La cubierta transparente es el componente encargado de reducir las pérdidas asociadas a los mecanismos de convección y radiación, además se encarga de generar el efecto invernadero dentro del colector solar. Diversos estudios han analizado la influencia del espesor de la cubierta de vidrio en el desempeño térmico del sistema. Bakari et al. (2014) [17] determinaron que un espesor de 4 mm proporciona un comportamiento óptimo y presenta los mejores resultados experimentales con una eficiencia térmica de 35.4 %. Asimismo, se ha analizado la optimización térmica de la cubierta de vidrio. Shemelin y Matuska (2017) [18] analizaron el comportamiento de una cubierta de vidrio doble sellada al vacío. Los

resultados mostraron que la cubierta alcanzó una eficiencia óptica cercana a 0.7, logrando pérdidas térmicas de un 49 % inferiores a una cubierta convencional. A su vez, el rendimiento de un colector está vinculado a las propiedades ópticas de la cubierta, las cuales deben considerarse para la selección de este material. En este sentido, Renuka et al. (2021) [19] evaluaron mediante un análisis relacional gris, 12 materiales distintos para emplearse como una cubierta transparente. El estudio incluyó el análisis de propiedades térmicas, ópticas y mecánicas, así como criterios económicos. Los resultados indicaron que el vidrio se presenta como la mejor opción, el cual obtuvo el mayor grado de gris con 0.58, valor que fue superior respecto a los otros materiales estudiados. Por otra parte, se ha investigado la influencia del número de cubierta. El estudio realizado por Ameri et al. (2021) [20] compararon diferentes configuraciones de cubiertas (acrílico, vidrio y capas dobles de ambos materiales). Los resultados mostraron una mejora de hasta el 5 % en la eficiencia térmica con el uso de doble cubierta. No obstante, el aumento en la eficiencia térmica conlleva ciertos aspectos negativos como la disminución en la eficiencia óptica del sistema debido al incremento de absortividad y reflectividad de la radiación solar incidente [21].

1.6.3 Placa absorbadora

La placa absorbadora es un componente esencial en el proceso de captación de energía solar, ya que este componente es el encargado de absorber la radiación solar y convertirla en energía térmica. Generalmente, este componente se fabrica de materiales metálicos con alta conductividad térmica, entre lo que destacan el cobre, aluminio y el acero. Con el fin de mejorar la captación de energía térmica, se emplean recubrimientos selectivos que modifican las propiedades superficiales del material, lo que permite incrementar la absortividad térmica de la placa absorbadora. En este sentido, Tripanagnostopoulos et al. (2000) [22] analizaron la influencia del color superficial, cambiando el típico color negro por colores azul, marrón y rojo. Los resultados mostraron una mayor eficiencia óptica para el color marrón, sin embargo, estos absorbadores presentaron una disminución de la eficiencia en un 15 % respecto a un absorbador de color negro. De manera similar, Sakhaei & Valipour (2020) [23] evaluaron la efectividad de distintos recubrimientos, como el uso de pintura negra, cromo negro y carbono. Los resultados indicaron que el recubrimiento de carbono mostró la mayor absorción con el que se alcanzó una eficiencia del 69.4 %.

Por otro lado, se han realizado estudios enfocados en la modificación geométrica de la placa absorbedora con el propósito de aumentar la eficiencia térmica del sistema. Yehualashet et al. (2022) [24] identificaron que una limitación es el contacto imperfecto entre la placa absorbedora y los tubos, por lo que propusieron un nuevo diseño de la placa absorbedora con un perfil corrugado para incrementar el área de contacto, favoreciendo la transferencia de calor por conducción. Los resultados mostraron que la placa corrugada aumentó la absorción y conductancia, lo que permitió alcanzar temperaturas de salida de 74.3 °C y una eficiencia máxima superior al 50 %.

1.6.4 Aislante térmico

El aislante térmico es un componente esencial que disminuye las pérdidas de calor hacia el entorno, por ello, la adecuada selección del material aislante y la correcta disposición es un aspecto clave en la fase de diseño de los colectores. Los materiales comúnmente empleados son el poliuretano y poliestireno expandido, sin embargo, se han estudiado otro tipo de materiales con una baja conductividad térmica. Osorio et al. (2017) [25] analizaron la integración de material aislante transparente (TIM) en un FPSC. El estudio se centró en analizar las propiedades del material en el rendimiento del colector. Los resultados mostraron que, con la incorporación de este material, el colector solar alcanzó una eficiencia de 51 %. Los autores concluyeron que el uso de TIM minimiza las pérdidas de calor y contribuye a un aumento en la eficiencia. Setyawan et al. (2020) [26] investigaron el uso de doble aislamiento compuesto por poliuretano y poliestireno, el estudio demostró que esta configuración es efectiva para disminuir las pérdidas de energía térmica y mejorar el rendimiento global del sistema. Los resultados mostraron que la energía total incidente alcanzó un valor de 8.9 MJ/m², con una eficiencia del 69 %. Ammar et al. (2021) [27] analizaron el comportamiento de capas de TIM. Los resultados mostraron que la configuración óptima corresponde a un colector inclinado a 45° con seis capas de TIM, alcanzando una eficiencia térmica del 81 %, lo que presenta una mejora del 34.3 % respecto al colector con material aislante convencional.

1.6.5 Carcasa

La carcasa es un componente estructural que se encarga de proteger y mantener la integridad de los componentes internos del colector solar, por ello, debe ser hermética y resistente a la intemperie, con el fin de soportar las condiciones ambientales garantizando la vida útil del sistema [28]. Los materiales comúnmente empleados para la fabricación de la carcasa son el aluminio y el acero, debido a la alta durabilidad y resistencia a la intemperie. No obstante, también se ha utilizado la madera como alternativa de bajo costo, sin embargo, el uso de este material no es recomendable debido a la degradación ambiental y la alta demanda de mantenimiento [29].

Aunque existen pocos trabajos relacionados con este componente se han encontrado investigaciones en las cuales modifican la configuración geométrica convencional de un FPSC para optimizar el desempeño térmico. Visa et al. (2015) [30] desarrollaron un FPSC con una geometría trapezoidal, enfocado en optimizar los materiales y dimensiones del colector, el cual alcanzó una eficiencia térmica del 61.9 %. De manera similar, Elwekeel & Abdala (2023) [31] analizaron mediante CFD el desempeño de un FPSC con una geometría circular para cuatro configuraciones distintas. Los resultados indicaron que el caso A mostró un mayor rendimiento, se registró una eficiencia del 62.5 % bajo una radiación solar uniforme de 800 W/m^2 . Estos resultados indican que la modificación geométrica de la carcasa es una técnica viable que permite mejorar la eficiencia y desempeño térmico del colector solar.

1.6.6 Arreglo de tubos

El conjunto de tubos en los FPSC tiene como función transportar el fluido de trabajo y es el encargado transferir la energía térmica hacia el fluido. El material comúnmente utilizado es el cobre por su alta conductividad térmica. Las configuraciones geométricas empleadas son de arreglos de tubos paralelos y tipo serpentín. En la literatura, se han reportado diversos estudios relacionados en modificar la configuración geométrica convencional del arreglo de tubos. Hossain et al. (2016) [32] evaluaron un FPSC con una configuración tipo serpentín en paralelo con el objetivo de reducir los costos y facilitar la fabricación sin comprometer el rendimiento. Este diseño obtuvo una eficiencia térmica de 81.3 %. Asimismo, Oliy (2017)

[33] evaluó un colector de tipo serpentín, este diseño alcanzó una temperatura a la salida de 63.9 °C, indicando que con un caudal bajo se obtiene una mayor eficiencia térmica. Por otra parte, Verma et al. (2020) [34] compararon un FPSC convencional contra una configuración de tubos en espiral. La configuración en espiral mostró un mayor rendimiento y una eficiencia térmica de 21.4 %, requiriendo un 30 % menos de material, lo que representa una ventaja económica. De manera similar, Al-hadithi & Tayib (2021) [35] evaluaron un colector solar en espiral, los resultados para este diseño indicaron una eficiencia de 80.1 % y una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de 18 °C.

Por otro lado, se han estudiado la influencia de la variación de los diámetros de las tuberías respecto al rendimiento hidráulico del colector solar. Hanoïn et al. (2021) [36] analizaron diversos diámetros de tuberías, el estudio indicó que el diámetro de las tuberías es un parámetro que afecta a la eficiencia térmica del equipo. Los resultados mostraron que la tubería de 3/4 de pulgada presentó un rendimiento térmico superior con una eficiencia de 9.4 % mayor respecto a los demás diámetros analizados. Asimismo, se ha evaluado la modificación típica circular de una tubería. Rostami et al. (2022) [37] evaluaron un colector solar de tipo serpentín de sección transversal circular y elíptica. Los resultados mostraron que el colector con tubos elípticos alcanzó una eficiencia térmica máxima del 56 %, los autores indicaron que fue debido a una mayor área de contacto y menor diámetro hidráulico.

Por otra parte, Patel et al. (2023) [38] analizaron un diseño con una configuración en forma de U. Los resultados mostraron que el colector con tubos en U alcanzó una temperatura de salida de 56 °C frente a 53 °C del colector convencional, debido a una mayor ganancia de calor ocasionada por la geometría en U. Sin embargo, este diseño presentó una desventaja económica el requerir una mayor cantidad de material para la construcción, lo que incrementa los costos de fabricación en comparación con configuraciones convencionales. No obstante, si se desea evaluar parámetros de diseño sin necesidad de construir prototipos, se utilizan simulaciones CFD. Esta metodología resulta relevante para realizar comparaciones entre diseños, en el estudio realizado por Allan et al. (2017) [39], en el cual analizaron el impacto de la configuración geométrica de un colector solar respecto al desempeño termo hidráulico. Los autores concluyeron que, aunque por medio de CFD no se predice con exactitud el rendimiento de un colector, si constituye una herramienta eficaz

para seleccionar las mejores alternativas de diseño antes de proceder con la construcción de prototipos experimentales.

1.6.7 La importancia del flujo en el FPSC y un enfoque aplicando principios de la teoría constructal

La optimización del rendimiento de un FPSC no depende únicamente de los materiales y modificaciones de los componentes, sino también de un factor fundamental: la uniformidad del flujo dentro del sistema [40]. Un flujo uniforme garantiza una distribución homogénea para absorber la energía térmica absorbida por la placa absorbedora, lo que incrementa la cantidad de energía útil transferida al fluido de trabajo. Además, se reducen problemas como las caídas presión o estancamiento en el sistema [41]. Desde esta perspectiva, existe un enfoque teórico aplicable al diseño y optimización de intercambiadores de calor, esta teoría se denomina teoría constructal (TC) y se basa en aplicar los principios de las geometrías que existen en la naturaleza como los patrones naturales de cuencas fluviales, sistemas cardiovasculares o ramificaciones, con el objetivo de maximizar la transferencia de energía y la eficiencia hidráulica para reducir caídas de presión y mejorar la distribución del fluido [42]. La aplicación de este principio permite desarrollar configuraciones eficientes y adaptadas a las necesidades térmicas y de diseño de los sistemas de intercambio de calor.

1.6.8 Principios y aplicaciones de la teoría constructal

La teoría constructal fue propuesta en 1996 por el ingeniero Adrián Bejan. Inicialmente, esta teoría fue aplicada en disipadores de calor con el objetivo de mejorar la distribución de flujo térmico y reducir la resistencia térmica del sistema [40]. Wang et al. (2021) [43] analizaron disipadores de calor en forma de disco con microcanales ramificados. Los resultados mostraron que el disipador que empleó la TC presentó una distribución más uniforme y menor resistencia térmica, reduciendo un 67.1 % respecto a disipadores de calor convencionales. Ariyo & Bello-Ochende (2021) [44] analizaron mediante CFD configuraciones a contraflujo y paralelo de intercambiadores de calor con microcanales. El estudio mostró que aplicar la TC para intercambiadores a contraflujo logra reducir la resistencia térmica cerca de 0.12 K/W, confirmando la efectividad de estos diseños en dispositivos electrónicos. Cao et al. (2018) [45] investigaron el ángulo de bifurcación para

distribuidores de flujo donde los resultados indicaron que los ángulos menores a 90° favorecen el comportamiento para flujos laminares. Chen et al. (2017) [46] evaluaron el ángulo de bifurcación para micromezcladores, determinaron que una configuración con forma de Y y con 90° proporciona un mejor equilibrio en el sistema, con una eficiencia cercana al 95 % y una baja caída de presión de aproximadamente de 600 Pa.

Asimismo, estos principios se han aplicado en la optimización de aletas, De Moura et al. (2023) [47] optimizaron numéricamente la ubicación y tamaño de aletas en microcanales, identificaron que mayores áreas superficiales y bajos caudales minimizan la resistencia térmica. Adicionalmente, Leyva (2022) [48] aplicó la TC al diseño de un intercambiador de calor en concreto, en el cual se logró reducir hasta un 90 % la energía térmica mediante una mejor distribución de temperaturas.

1.6.9 Otras técnicas para incrementar la eficiencia en un FPSC

Existen diversas técnicas que permiten mejorar el rendimiento de los colectores solares. Algunas de estas técnicas emplean el uso de materiales absorbentes que maximicen la absorción de energía solar. En este contexto, la aplicación de recubrimientos sobre la superficie absorbente es una técnica que está siendo estudiada. Alam et al. (2021) [49] mencionan que el uso de recubrimientos como cobre, titanio y manganeso permite a los materiales absorbentes captar hasta un 97.4 % de la energía solar incidente en el colector solar. Además, Selikhov et al. (2022) [50] analizaron la eficiencia de un colector solar que utilizó material polimérico como material absorbente, este material logró alcanzar eficiencias térmicas de hasta 95 %.

Otra técnica consiste la incorporación de materiales de cambio de fase (PCM), los cuales permiten almacenar la energía térmica durante los periodos de alta radiación y liberarla durante la ausencia de esta. Palacio et al. (2020) [51] compararon dos colectores solares, uno con PCM y otro que no contaba con este material. Los resultados indicaron que el colector que utilizó PCM obtuvo una temperatura superior de 2°C . Kadhim et al. (2024) [52] analizaron el comportamiento térmico de un colector que empleó parafina. Los resultados mostraron que al emplear esta cera se alcanzó una temperatura del agua de 34°C durante la noche debido a la liberación de calor almacenado.

Adicionalmente, para incrementar la transferencia de calor y mejorar el desempeño térmico de los colectores solares se emplean pequeñas partículas de metal, carbono o compuestos cerámicos al fluido de trabajo, este fluido de trabajo es denominado como nanofluido. Genc et al., (2018) [53] analizaron fluidos con nanopartículas de óxido de aluminio en concentraciones de 1, 2 y 3 %, se determinó que la concentración del 1 % obtuvo la mayor eficiencia con un 81.9 %. Zayed et al (2019) [54] analizaron diferentes nanopartículas, indicando que el uso de nanofluidos a base de carbono mejoran significativamente la eficiencia energética y exergética, concluyeron que el cobre es uno de los nanofluidos que más destaca entre los que utilizan óxidos metálicos los cuales alcanzan una eficiencia de entre 6.3 y 37.3 %.

Finalmente, un punto importante para evitar obtener una baja eficiencia es brindar un mantenimiento adecuado al colector solar. Mantener la superficie libre del polvo y suciedad es esencial para maximizar la captación de radiación solar. Gholami et al., (2017) [55] indicaron que la acumulación de polvo en el colector solar disminuye hasta un 25 % la transmisividad y señalaron que factores como la inclinación, el ángulo azimutal y la dirección del viento afectan la densidad de acumulación del polvo. De manera similar, Al-Sharafi et al., (2024) [56] analizaron el impacto de la acumulación de polvo en la superficie de los FPSC, los autores indicaron que la acumulación del polvo reduce hasta 85 % la eficiencia del colector solar, por lo que recomiendan dar una limpieza periódica de al menos una vez a la semana para mantener el colector solar libre de suciedad.

1.6.10 Conclusión de la revisión de la literatura

De acuerdo con la revisión de la literatura, se concluye que el colector solar de placa plana (FPSC) es una tecnología ampliamente utilizada en aplicaciones de baja y media temperatura, cuyo rendimiento depende de la interacción entre propiedades ópticas, térmicas y diseño geométrico de sus componentes. Los estudios analizados evidencian que las modificaciones en la cubierta, placa absorbedora, aislante, carcasa y arreglo de tubos permiten incrementar la eficiencia térmica del sistema; sin embargo, estas mejoras suelen implicar compromisos asociados a pérdidas ópticas, incremento de costos o mayor complejidad constructiva.

Asimismo, la distribución de flujo se identifica como un factor fundamental en el desempeño termo hidráulico del colector, ya que influye directamente en la transferencia de calor y en las caídas de presión. En este contexto, se busca realizar investigaciones sin la necesidad de fabricar prototipos costosos, por lo que los diseños de los colectores solares se llevan a cabo mediante simulaciones CFD. Este tipo de herramientas permiten evaluar el desempeño térmico, la eficiencia y otros factores del diseño de arreglos de tubos para un FPSC sin la necesidad de un prototipo experimental. Por ello, la búsqueda de configuraciones geométricas que permitan aumentar la eficiencia térmica de los colectores solares es una oportunidad para futuras investigaciones.

En conjunto, los estudios revisados muestran que la aplicación de la teoría constructal (TC) constituye una estrategia prometedora para optimizar geometrías mediante patrones ramificados y relaciones geométricas adecuadas, favoreciendo el diseño de sistemas térmicos eficientes y con una mejor distribución de flujo.

1.7 Objetivo general

Diseñar un colector solar de placa plana para el calentamiento de agua empleando los principios de la teoría constructal.

1.8 Objetivos específicos

- Analizar las diferentes geometrías y diseños de colectores solares presentados en la literatura.
- Estudiar las aplicaciones derivadas de la teoría constructal.
- Seleccionar los diseños de colectores solares basados en las geometrías identificadas en la revisión bibliográfica.
- Simular el comportamiento térmico de las geometrías identificadas en la literatura.
- Realizar un diseño de un colector solar, utilizando criterios derivados de la teoría constructal.
- Construir el colector solar con materiales disponibles en México.
- Evaluar el desempeño térmico del colector solar mediante un análisis experimental.

1.9 Alcance

El alcance de este trabajo comprende el diseño, construcción y evaluación experimental de un prototipo de colector solar de placa plana (FPSC). El equipo se diseñó con dimensiones de 100 cm de ancho x 200 cm de largo y con un tanque de almacenamiento con una capacidad para almacenar 150 L de agua.

El diseño se llevó a cabo utilizando los fundamentos de la TC y CFD para obtener la geometría del arreglo de tubos de la placa absorbadora. El colector solar se diseñó para funcionar bajo el principio de efecto termosifón, el cual es el más común para aplicaciones residenciales. Para la construcción del colector se utilizaron materiales disponibles en el mercado mexicano. La evaluación del desempeño del equipo se realizó mediante pruebas experimentales bajo condiciones climáticas de Cuernavaca, Morelos.

1.10 Estructura de la tesis

En el capítulo 2 se presentan los fundamentos teóricos de la presente investigación. Se presenta el contexto de la energía solar térmica y se menciona la clasificación de los colectores solares, enfocándose en el colector solar de placa plana. Asimismo, se describen los mecanismos de transferencia de calor involucrados en el funcionamiento del colector y se desarrolla un modelo físico y matemático empleando un balance de energía. Finalmente, se presentan los fundamentos teóricos de la teoría constructal, los cuales establecen el sustento de diseño para la construcción de la configuración geométrica de los tubos en el colector solar.

En el capítulo 3 se describe la metodología empleada para el diseño y construcción del colector solar de placa plana. Se presentan simulaciones CFD de tres diferentes configuraciones de tubos (paralelo, serpentín y una geometría propuesta), analizando su desempeño térmico e hidráulico. Asimismo, se presenta el diseño y construcción de un prototipo para evaluar el uso de aletas de material reciclado, en el cual se analizan tres diferentes configuraciones. Finalmente, se analizan y discuten los resultados obtenidos del prototipo experimental para seleccionar la configuración más adecuada.

En el capítulo 4 se presentan los criterios de selección de los materiales para la construcción del colector solar, teniendo en cuenta la disponibilidad, costo y desempeño térmico. Asimismo, se describe el proceso de construcción, la instrumentación e instalación del sistema.

En el capítulo 5 muestra los resultados obtenidos a partir de las pruebas experimentales del colector solar de placa plana. En esta sección se analiza el comportamiento térmico del sistema mediante el monitoreo de temperatura de entrada, salida y del termotanque, así como la radiación solar incidente y el caudal circulante en el sistema. Con base en los resultados, se determina la eficiencia térmica y se compara el desempeño del equipo respecto a diversos trabajos reportados en la literatura, concluyendo que el sistema opera dentro de parámetros adecuados para aplicaciones domésticas.

Capítulo 2. Marco teórico

En este capítulo se contextualiza la energía solar térmica y se describen los colectores solares térmicos, con énfasis en el colector solar de placa plana y sus elementos principales; posteriormente se presentan los mecanismos de transferencia de calor que intervienen en su operación (conducción, convección y radiación), y se desarrolla un modelo físico que resume los fenómenos dominantes en el equipo. Finalmente, se formula un modelo matemático en estado permanente basado en un balance de energía del sistema para expresar la energía absorbida, las pérdidas y la energía útil, y se introducen los fundamentos teóricos de la teoría constructal que sustentan los criterios empleados para el diseño geométrico del colector.

2.1 Energía solar térmica

La energía solar se define como la energía transportada por la radiación electromagnética emitida por el sol, la cual incide sobre la superficie terrestre y se presenta en forma de luz y calor; no obstante, esta radiación comprende la totalidad del espectro electromagnético, abarcando las regiones del ultravioleta, visible e infrarroja. Además, la energía solar es una fuente renovable, abundante y limpia que contribuye a disminuir el consumo de combustibles fósiles.

2.1.1 Definición y clasificación

La energía solar es una fuente de energía renovable de gran importancia para el desarrollo de tecnologías orientadas al aprovechamiento de la radiación solar. De acuerdo con la aplicación, la energía solar se clasifica en dos categorías: energía fotovoltaica, destinada a la generación de energía eléctrica a través de la conversión de radiación solar, y energía solar térmica, empleada en la generación de calor (ver Figura 2.1).

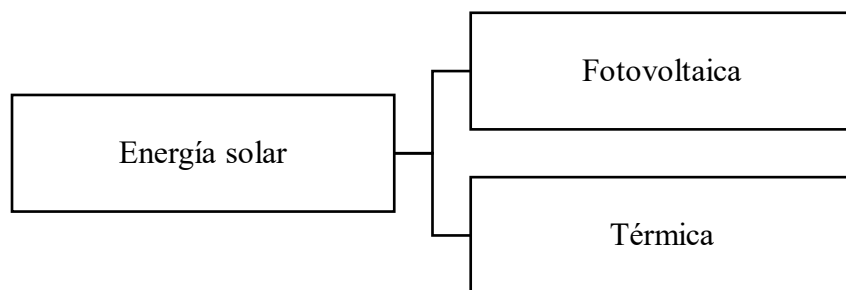


Figura 2.1. Clasificación de la energía solar.

En los sistemas fotovoltaicos, la conversión de la radiación solar en electricidad se realiza mediante dispositivos electrónicos denominados celdas solares o fotovoltaicas. Estas celdas operan bajo el efecto fotovoltaico, un proceso físico mediante el cual la energía de los fotones que inciden sobre la superficie del material semiconductor genera una corriente eléctrica. Un dispositivo fotovoltaico comúnmente está compuesto por una celda de silicio cristalino que actúa como un diodo capaz de convertir la radiación solar en corriente continua. Por otro lado, la energía solar térmica consiste en la conversión de la radiación solar en calor mediante dispositivos que absorben la radiación solar incidente, estos dispositivos son denominados colectores solares. El uso de esta energía se emplea en diversas aplicaciones, tanto domésticas e industriales, principalmente para la generación de calor.

2.2 Colectores solares térmicos

Los colectores solares son dispositivos diseñados para captar la radiación solar incidente y convertirla en energía térmica, con el fin de transferir el calor a un fluido de trabajo destinado a un proceso específico. El principio de funcionamiento de estos equipos se basa en la absorción del calor a través de una superficie absorbedora, donde intervienen los mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

2.2.1 Clasificación de los colectores solares

Los colectores solares se clasifican de acuerdo con el diseño y rango de operación, estos se clasifican en colectores solares concentradores y no concentradores. Los colectores solares concentradores son dispositivos que utilizan una superficie reflectora (espejos o lentes) para enfocar la luz del sol en un punto en específico y así generar mayores temperaturas. Dentro de esta categoría se encuentran colectores cilindro-parabólicos, discos parabólicos y concentradores con lentes, entre otros, con temperaturas de operación van desde los 60 °C

hasta los 1000 °C. Además, estos sistemas incorporan mecanismos de seguimiento del solar, lo que incrementa la capacidad para aprovechar la radiación solar [57].

Por otro lado, los colectores solares no concentradores captan la radiación solar mediante una superficie absorbedora sin incorporar una superficie reflectora en el diseño, por lo que el rango de temperatura en el que operan es menor. En esta clasificación se encuentran los colectores solares de tubos evacuados, los cuales destacan por obtener mayores temperaturas y presentar un óptimo desempeño térmico bajo entornos nublados, fríos o ventosos [58]. No obstante, estos sistemas presentan desventajas en términos de costo, mantenimiento y durabilidad. En contraste, los FPSC se caracterizan por ser más accesibles, ofrecer una mayor vida útil y presentar una operación versátil en aplicaciones que requieren temperaturas inferiores a los 100 °C [59].

2.2.2 Colector solar de placa plana

El colector de placa plana es uno de los equipos más utilizados para aprovechar la energía térmica en aplicaciones de baja temperatura. La Figura 2.2 muestra los componentes principales del FPSC, el cual cuenta con una cubierta transparente, una placa absorbedora, un conjunto de tuberías, material aislante y una carcasa. El principio de funcionamiento del colector solar de basa en la generación de efecto invernadero que incrementa la temperatura en el interior del dispositivo y genera una cantidad de energía útil para calentar el fluido de trabajo. Generalmente, estos equipos operan en intervalos de temperatura de 30 °C a 80 °C, lo que los hace adecuados para aplicaciones del sector residencial.

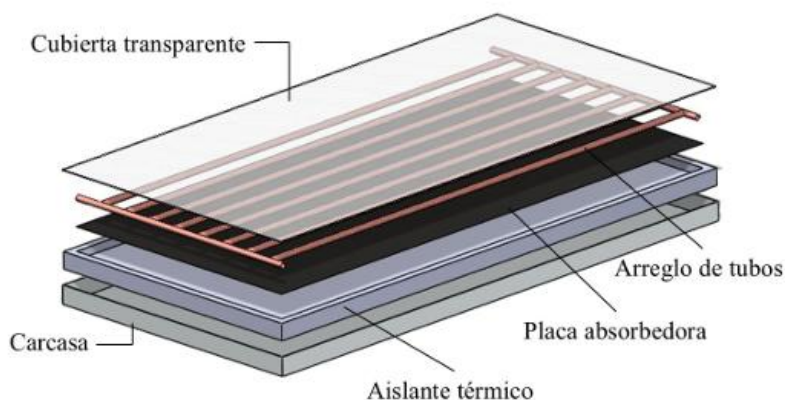


Figura 2.2. Componentes de un colector solar de placa plana.

2.3 Mecanismos de transferencia de calor

Durante la operación de un colector solar de placa plana, los tres mecanismos de transferencia de calor, conducción, convección y radiación interactúan de manera acoplada. En los apartados siguientes se describe su contribución al transporte de energía desde la superficie absorbadora hacia el fluido de trabajo, así como su influencia en las pérdidas térmicas hacia el ambiente a través de la cubierta, la carcasa y el aislamiento, estableciendo la base física para el balance energético del sistema.

2.3.1 Conducción

La conducción de calor es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre principalmente en cuerpos sólidos, es el resultado de la interacción entre partículas cargadas con diferente nivel energético. Este mecanismo ocurre cuando un cuerpo presenta un diferencial de temperatura entre dos puntos, lo que produce un gradiente térmico que impulsa el flujo de energía desde la región de mayor temperatura hacia la de menor temperatura. Este proceso se lleva a cabo mediante la transferencia de energía de las partículas con mayor energía a las partículas adyacentes, hasta alcanzar un equilibrio térmico [60]. La tasa de calor por conducción se rige por la Ley de Fourier (Ec. 2.1), la cual establece que el flujo de calor conducido en un medio es proporcional al gradiente de temperatura y al área perpendicular al flujo, en la dirección opuesta al gradiente térmico. Donde k es la conductividad térmica del material, A es el área de la sección transversal y $\Delta T/\Delta x$ es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo.

$$q_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.1)$$

2.3.2 Convección

La convección es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre por la interacción de la superficie de un cuerpo sólido y un fluido en movimiento. Este proceso se debe al efecto combinado de la conducción de calor en la capa límite del fluido adyacente a una superficie y al transporte de energía por el movimiento de partículas del fluido [60]. La tasa de transferencia de calor por convección se rige por la Ley de enfriamiento de Newton, la cual

establece que el calor transferido entre una superficie sólida y un fluido es proporcional a la diferencia de temperatura entre ellos, tal como se expresa en la Ec. (2.2). Donde h es el coeficiente convectivo el cual depende de factores como la velocidad del fluido y las condiciones de la superficie, A es el área expuesta, T_{sup} es la temperatura de la superficie del sólido y T_{∞} es la temperatura del fluido.

$$q_{conv} = hA(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

2.3.3 Radiación

La radiación es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre a través de las ondas electromagnéticas emitidas por un cuerpo y, a diferencia de los otros mecanismos de transferencia de calor no requiere un medio para propagarse. Este mecanismo es ocasionado por la energía emitida por la materia como resultado de un cambio en las configuraciones electrónicas de los átomos [60]. La radiación se rige por la Ley de Stefan-Boltzmann la cual establece que, la cantidad de energía emitida por unidad de área de una superficie de un cuerpo negro es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura (Ec. 2.3). Donde σ es la constante de Stefan Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$), A es el área superficial del cuerpo y T^4 es la temperatura de superficie de un cuerpo.

$$q_{rad} = \sigma AT_{sup}^4 \quad (2.3)$$

Sin embargo, las superficies reales no se comportan como cuerpos negros, sino como cuerpos grises, cuya emisividad (ε) es menor que la unidad y se considera independiente de la longitud de onda. Para este caso, la ecuación de Stefan-Boltzmann se modifica y se expresa mediante la Ec. 2.4.

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma AT_{sup}^4 \quad (2.4)$$

2.4 Modelo físico

La Figura 2.3 muestra el modelo físico de un colector solar de placa plana y los mecanismos dominantes de ganancia y pérdida de calor. Una fracción de la irradiancia solar G atraviesa

la cubierta transparente, dicha fracción es proporcional a la transmitancia efectiva de la cubierta. Esta porción G es recibida por la placa absorbedora, donde una fracción se absorbe y se convierte en energía térmica, lo que eleva la temperatura de la placa absorbedora. En la Figura, T_{in} y T_{out} representan las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo, respectivamente. El calor generado en la placa absorbedora se transfiere por conducción a través de su espesor hasta la unión placa-tubo. A partir de esta interfaz, la energía térmica es transferida al fluido mediante convección interna, conforme este circula a lo largo de los tubos del colector. Como resultado, el fluido incrementa su temperatura desde T_{in} hasta T_{out} , lo que da lugar al calor útil Q_u aprovechado por el sistema.

En paralelo, el colector presenta pérdidas térmicas hacia el ambiente, representadas de forma global mediante el flujo de calor Q_L . Estas pérdidas incluyen la convección entre las superficies externas del colector y el aire ambiente, así como el intercambio de calor por radiación hacia el entorno y el cielo. Estos mecanismos están implícitamente contenidos en el término Q_L . Adicionalmente, en la parte posterior y lateral del colector, el calor se transfiere por conducción a través del aislamiento y la carcasa, seguido de convección hacia el aire ambiente. En conjunto, estos mecanismos determinan la magnitud de las pérdidas térmicas totales del sistema, las cuales dependen principalmente de la temperatura ambiente, la velocidad del viento y propiedades ópticas y termofísicas de los materiales del colector.

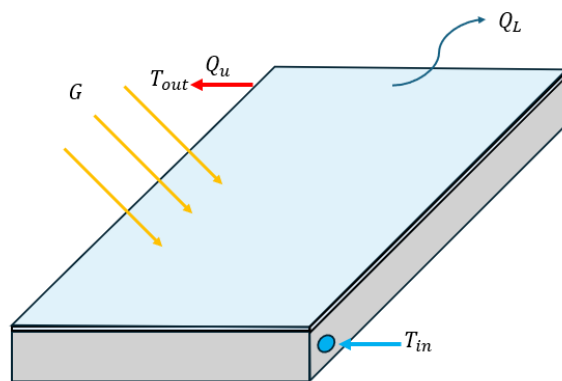


Figura 2.3. Modelo físico y balance energético global de un colector solar de placa plana (irradiación incidente G , energía útil Q_u y pérdidas térmicas Q_L)

2.5 Modelo matemático

El modelo matemático de un colector solar de placa plana se realiza a partir de un balance de energía en estado permanente. Este modelo describe la energía útil que el colector transfiere al fluido de trabajo, donde Q_{abs} es la cantidad de energía absorbida por la placa, Q_u es la energía útil transferida al fluido y Q_L son las pérdidas térmicas del colector.

$$Q_{abs} = Q_u + Q_L \quad (2.5)$$

La energía útil se obtiene despejando Q_u de la Ec. 2.5

$$Q_u = Q_{abs} - Q_L \quad (2.6)$$

La energía absorbida por la placa se calcula mediante la Ec. 2.7. Donde G es la irradiancia solar incidente, A_c es el área del colector y $(\tau\alpha)$ es el producto efectivo de la transmitancia.

$$Q_{abs} = A_c G (\tau\alpha) \quad (2.7)$$

Las pérdidas térmicas de colector se calculan mediante la Ec. 2.8. Donde U_L es el coeficiente global de pérdidas de calor, T_{pla} es la temperatura promedio de la placa absorbidora y T_{amb} es la temperatura del ambiente.

$$Q_L = U_L A_c (T_{pla} - T_{amb}) \quad (2.8)$$

Al sustituir las ecuaciones 2.7 y 2.8 en la Ec. 2.6 se obtiene la Ec. 2.9

$$Q_u = A_c [G(\tau\alpha) - U_L (T_{pla} - T_{amb})] \quad (2.9)$$

Partiendo del balance de energía para estado permanente se divide ambos lados de la ecuación entre G , y se obtiene la ecuación 2.10.

$$\frac{Q_u}{G} = \tau\alpha - \frac{U_L (T_{pla} - T_{amb})}{G} \quad (2.10)$$

Al analizar la Ec. 2.10 se observa que esta ecuación corresponde a la definición de la eficiencia térmica entonces, la expresión final queda como:

$$\eta = \frac{Q_u}{G} = \tau\alpha - \frac{U_L (T_{pla} - T_{amb})}{G} \quad (2.11)$$

Esta ecuación permite identificar la fracción de radiación solar que es efectiva y es aprovechada para el calentamiento del fluido de trabajo. Sin embargo, la temperatura de la placa absorbadora (T_{pla}) es difícil de medir, por lo que se introduce un término denominado factor de remoción de calor (F_R), que relaciona la temperatura de la placa con la temperatura media del fluido (T_i), y se obtiene la siguiente expresión:

$$\eta = F_R \tau\alpha - F_R \frac{U_L (T_i - T_{amb})}{G} \quad (2.12)$$

Esta es la ecuación estándar dada por Hottel-Whillier. El procedimiento anterior expresa la eficiencia de manera teórica en términos de las pérdidas térmicas y parámetros de construcción del colector, por otra parte, la eficiencia térmica también se obtiene de forma experimental mediante la Ec. 2.12, donde $\dot{m}$ es el flujo másico del fluido, C_p es el calor específico del fluido, T_{out} es la temperatura del fluido a la salida del colector y T_{in} es la temperatura del fluido a la entrada.

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{A_c G} \quad (2.13)$$

2.6 Ecuaciones gobernantes en ANSYS Fluent

Ansys Fluent es una herramienta de dinámica de fluidos computacionales (CFD) que permite modelar flujos incompresibles y compresibles, en régimen laminar o turbulento bajo condiciones estacionarias o transitorias. Este software integra modelos para fenómenos de transporte como transferencia de calor, radiación, combustión y reacciones químicas, lo que permite analizar geometrías complejas y diversas aplicaciones de ingeniería.

Desde el punto de vista matemático, resuelve mediante el método de volúmenes finitos las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, que describen el comportamiento de un fluido. Cada una de las ecuaciones se describe a continuación.

La ecuación de conservación de masa se describe su forma general se expresa mediante la Ec. 2.14. Donde $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ representa la variación temporal de la densidad en un volumen de control, $\nabla \cdot (\rho \vec{v})$ es el término convectivo el cual representa la divergencia del flujo de masa que entra y sale del volumen y S_m es el término fuente de masa; ρ es la densidad, $\vec{v}$ es el vector velocidad y t es el tiempo.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.14)$$

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento, en su forma general se expresa mediante la Ec. 2.15. Donde $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v})$ representa la variación temporal de la cantidad de movimiento por unidad de volumen, $\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v})$ es el término convectivo, $-\nabla p$ es el gradiente de presión, τ es el tensor de esfuerzos viscosos, $\nabla \cdot (\tau)$ es el término difusivo viscoso, $\rho \vec{g}$ la fuerza volumétrica debido a la gravedad y $\vec{F}$ las fuerzas volumétricas adicionales (fuerzas de cuerpo).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.15)$$

Finalmente, la ecuación de conservación de energía se expresa mediante la Ec. 2.16. Donde $\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)$ representa la variación temporal de la energía en el volumen de control, $\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p))$ es el transporte convectivo de energía debido al movimiento del fluido, $-\nabla \cdot (\sum_j h_j J_j)$ es el término difusivo de energía por transporte de especies y S_h es el término fuente; E es la energía, p la presión, h_j la entalpia de la especie j y J_j es el flujo difusivo de la especie j .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \left(\sum_j h_j J_j \right) + S_h \quad (2.16)$$

2.7 Fundamentos teóricos de la teoría constructal

La teoría constructal, propuesta por el ingeniero Adrián Bejan en 1996, establece que los sistemas físicos que operan bajo la influencia de una corriente, ya sea de masa, energía o información evolucionan de forma natural para adaptarse a diversas configuraciones geométricas que faciliten el flujo y reduzcan la resistencia a este. Esta ley se formula como una ley física que explica la evolución y adaptabilidad de los sistemas naturales y de ingeniería. Originalmente, los fundamentos de esta ley se originan con la “*ley de Hess-Murray*”, la cual describe la relación entre radios para sistemas con geometrías ramificadas [61].

En redes de flujo con geometrías ramificadas, un nivel inicial n , se divide en un número determinado de ramas hijas, lo que genera variación en el diámetro y la longitud de los conductos. Estas dimensiones se relacionan mediante factores de escala que definen las proporciones entre las ramas hijas y el conducto principal como se muestra en las ecuaciones 2.17 y 2.18, donde a_D y a_L son factores de escala, D_i es el diámetro de la rama y L_i la longitud de la rama [62]. Esta relación permite determinar los diámetros y longitudes óptimos que se emplean en una configuración geométrica con forma de árbol.

$$\frac{D_{i+1}}{D_i} = a_D \quad (2.17)$$

$$\frac{L_{i+1}}{L_i} = a_L \quad (2.18)$$

La combinación de la TC, en conjunto con la ley de Hess-Murray, permite seleccionar los criterios para crear una óptima geometría en sistemas de flujo ramificados. De acuerdo con este principio, las estructuras evolucionan hacia configuraciones que maximizan el acceso al flujo bajo ciertas restricciones [63]. La naturaleza produce una diversidad de patrones óptimos, lo que explica la gran variedad de formas que se encuentran en la naturaleza como árboles, ríos, pulmones y ciudades. Estos patrones obedecen a la misma ley, pero con ligeras

variaciones (ver Figura 2.4). Más que imitar patrones naturales, la teoría permite deducir los principios que explican la formación de los patrones que se encuentran en la naturaleza a partir de una ley física fundamentada [64].

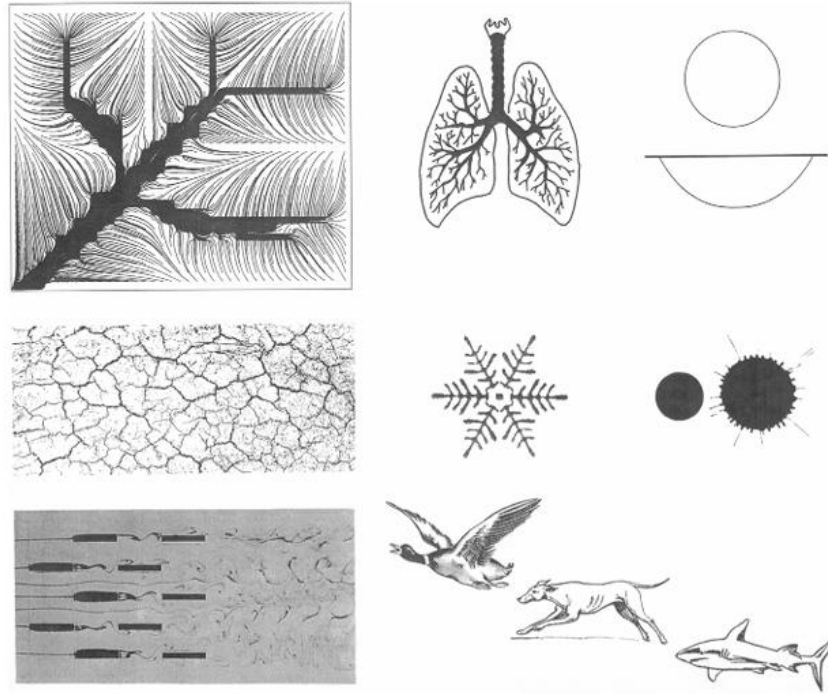


Figura 2.4. Configuraciones geométricas observadas en la naturaleza [65].

Existe una relación simple que conecta una propiedad del medio con las geometrías de los sistemas. La TC muestra que el ángulo óptimo de bifurcación no es un valor fijo, sino que es el resultado de una optimización que minimiza el tiempo de transporte del flujo. Existen variaciones alrededor de este ángulo que afectan de forma mínima el desempeño global del sistema, por lo que existen diferentes geometrías con diferentes ángulos en la naturaleza. La Figura 2.5 muestra el modelo de optimización en la TC, la cual representa un área rectangular cuyo flujo se transporta desde el punto M hasta un destino P . El ángulo β formado entre los segmentos L_0 y L_1 es la variable que se busca optimizar. Donde L_0 representa el conducto horizontal principal, mientras que L_1 representa el conducto derivado que se origina en el punto de bifurcación.

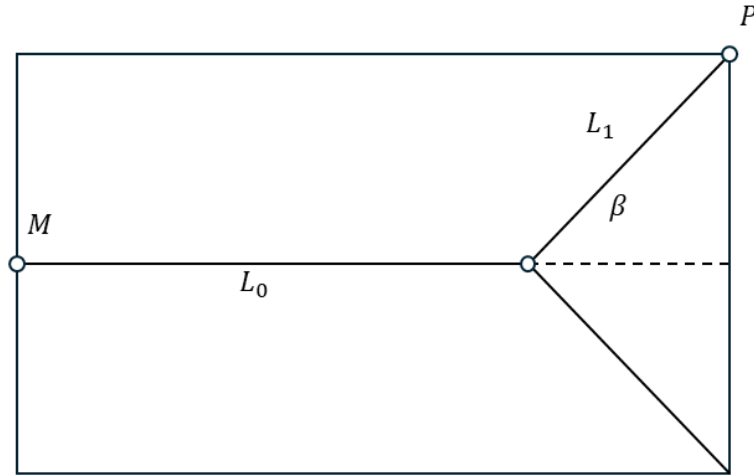


Figura 2.5. Modelo geométrico para la optimización del ángulo de bifurcación [66].

El ángulo óptimo se determina mediante la relación geométrica que depende de la longitud de la rama principal y la longitud de la primera ramificación, esta relación se da mediante la Ec. 2.19.

$$\beta = \sin^{-1} \frac{L_0}{L_1} \quad (2.19)$$

Capítulo 3. Simulación y diseño del colector solar con los principios de la TC

En este capítulo se describe el proceso de diseño del colector solar de placa plana con base en los principios de la teoría constructal y la simulación numérica mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) para la selección de la geometría. Primero se presenta la metodología empleada y el planteamiento de simulaciones CFD aplicadas a configuraciones reportadas en la literatura y la geometría propuesta. Posteriormente, se incorpora un prototipo experimental para evaluar la viabilidad del uso de aletas fabricadas con material reciclado y su efecto en el desempeño térmico; para esta etapa se incluyen los planos de construcción del prototipo como soporte para la implementación del diseño final.

3.1 Metodología

La metodología adoptada en esta investigación se detalla a continuación (Figura 3.1). En primer lugar, se efectuó una revisión crítica de la literatura sobre colectores solares de placa plana para identificar las métricas de desempeño más utilizadas (térmicas e hidráulicas) y las configuraciones geométricas del arreglo de tubos reportadas con mayor frecuencia. De manera complementaria, se analizó la literatura especializada en la teoría constructal con el propósito de conocer los criterios de diseño que se han aplicado para las mejoras geométricas en sistemas térmicos.

Una vez identificadas las geometrías convencionales de colectores solares, se realizó la evaluación de una geometría de referencia reportada en la literatura y de la geometría propuesta con base en la teoría constructal, utilizando dinámica de fluidos computacional (CFD), bajo las limitaciones y supuestos establecidos en este estudio. Previo a la construcción del colector, se desarrolló y evaluó un prototipo para comprobar la viabilidad del uso de aletas fabricadas con material reciclado y cuantificar su efecto sobre la transferencia de calor. Con base en los resultados obtenidos, se ejecutó la construcción del

colector y la instrumentación requerida para su caracterización experimental. Finalmente, el sistema operó en condiciones reales y se registraron los datos necesarios para evaluar el desempeño térmico del equipo.

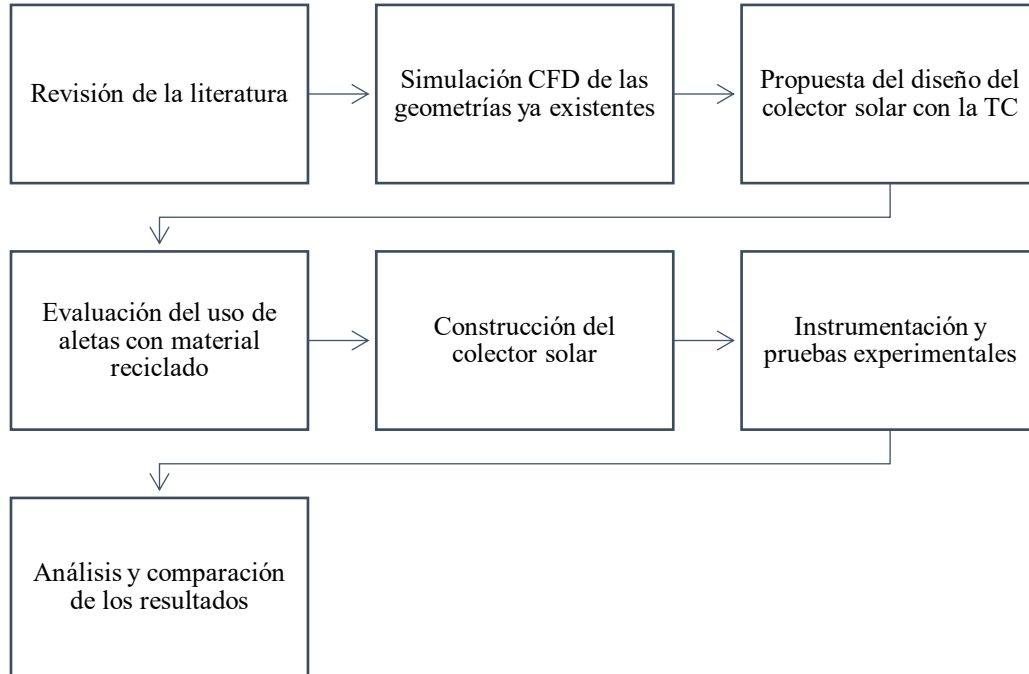


Figura 3.1. Diagrama de flujo de la metodología de investigación para el diseño, evaluación CFD, construcción e instrumentación del colector solar de placa plana basado en la teoría constructual.

3.2 Simulación en CFD de las geometrías reportadas en la literatura

Se realizaron simulaciones con dinámica de fluidos computacional (CFD) con base en el estudio de referencia Ramírez-Minguela et al. (2023) [67]. Manteniendo los mismos parámetros de operación y supuestos de modelado para asegurar una comparación consistente. La Tabla 3.1 resume las condiciones de simulación y las propiedades termofísicas del fluido de trabajo (agua). En el modelo se considera régimen laminar y se resolvieron las ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento acopladas con la ecuación de energía; además, se adoptó la aproximación de Boussinesq para representar los efectos de flotación asociados a variaciones de densidad inducidas por gradientes de temperatura.

Tabla 3.1. Condiciones de frontera, parámetros de operación y propiedades termofísicas del agua empleadas en la simulación CFD [67].

Descripción	Especificación
Temperatura de entrada (K)	300
Caudal (L/min)	3
Flujo de calor (W/m^2)	1000
Densidad ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	997
Coefficiente de expansión térmica (K^{-1})	0.000206
Calor específico ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)	4182
Conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	0.6
Viscosidad ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)	0.001003

La Figura 3.2 muestra las etapas para el proceso de simulación de Ansys Fluent, el cual consiste en las siguientes etapas: inicialmente, se establece la formulación del problema físico, definiendo los objetivos de estudio, las consideraciones (régimen de flujo laminar o turbulento, estado permanente o transitorio) y las propiedades termofísicas de los materiales involucrados. Posteriormente, se procede con la creación de la geometría del dominio computacional, definiendo las regiones que utiliza el fluido. A continuación, se genera la malla computacional la cual es importada al solver.

Una vez importada la malla al solver de Ansys Fluent, se activan los modelos físicos involucrados. Se definen las propiedades de los materiales y se asignan a las zonas correspondientes del dominio. De esta manera, se asignan las zonas de contorno, especificando el flujo másico, la presión estática en la salida y las condiciones térmicas (flujo de calor o temperatura impuesta). Finalmente, se selecciona el esquema de discretización, se realiza el acoplamiento presión-velocidad y se especifica el criterio de convergencia, acciones necesarias para obtener una solución numérica del modelo matemático. Posteriormente, se inicializa el campo de flujo y se ejecuta el proceso iterativo, monitoreando los residuales y variables de interés hasta alcanzar la convergencia. Finalmente, durante el posprocesamiento se obtienen y visualizan los resultados, como contornos de temperatura, perfiles de velocidad, distribución de flujo de calor y parámetros de desempeño para su análisis e interpretación.

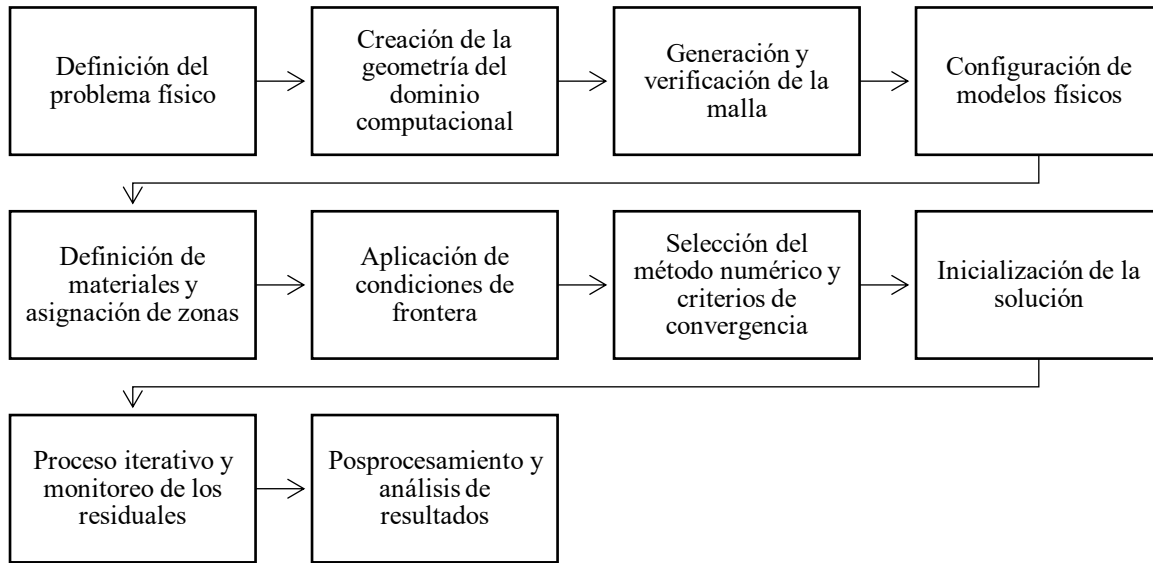


Figura 3.2. Diagrama de flujo de la metodología numérica implementada para la simulación de las geometrías.

3.2.1 Metodología para la creación de las geometrías y análisis de las geometrías

La creación del modelo tridimensional del caso de referencia se llevó a cabo en el módulo DesignModeler. La geometría corresponde a un colector solar de placa plana (FPSC) con un arreglo convencional de tubos paralelos y dimensiones globales de 175 cm de longitud y 100 cm de ancho. El colector incluye dos cabezales de 2.54 cm (1 pulgada) de diámetro y siete tubos de 1.9 cm (3/4 pulgada) de diámetro, con un espaciamiento centro a centro de 12.5 cm como se muestra en la Figura 3.3a. Adicionalmente, se modeló una configuración tipo serpentín como se muestra en la Figura 3.3b, la cual cuenta con las mismas dimensiones externas y la misma longitud total de la tubería que el arreglo de tubos paralelos; en este caso, el diámetro del conducto se mantuvo en 1.9 cm (3/4 pulgada).

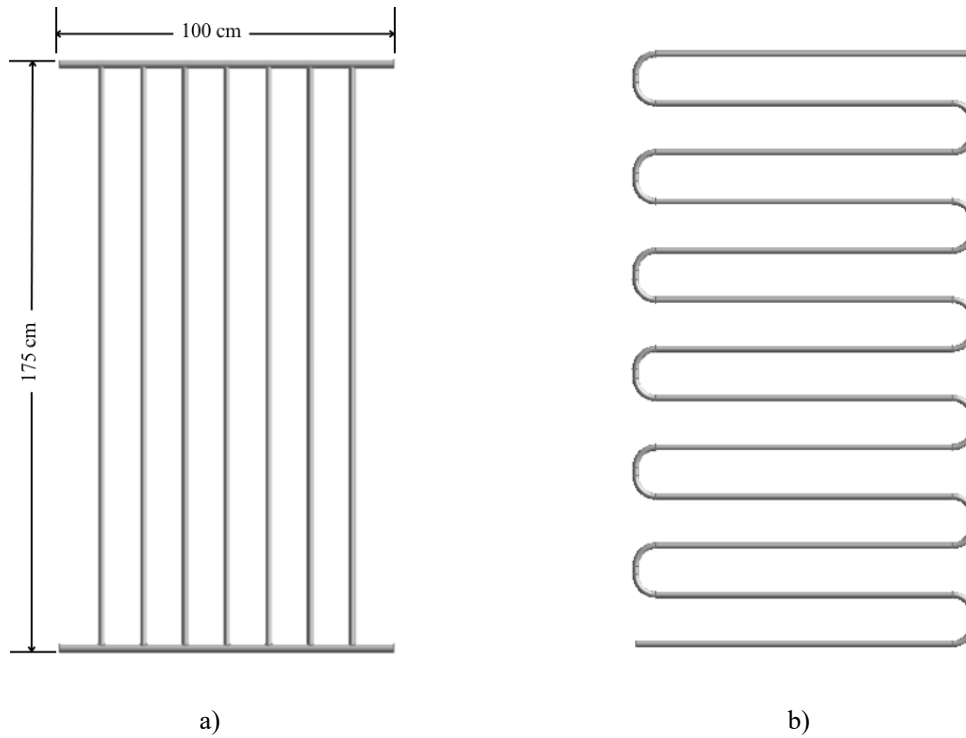


Figura 3.3. Geometrías modeladas en DesignModeler para el análisis CFD: (a) arreglo de tubos paralelos y (b) configuración tipo serpentin.

Posteriormente, la geometría se importó al módulo Mesh para generar la discretización espacial del dominio. En esta etapa se definieron las Named Selections para definir las condiciones de frontera; en ambas geometrías se identificaron las regiones de entrada y salida del fluido, tal como se muestra en la Figura 3.4. Adicionalmente, se asignaron nombres a las superficies externas de las tuberías (paredes) para aplicar el flujo de calor como condición de frontera y distinguirlas del resto de superficies del dominio durante la configuración del caso numérico.

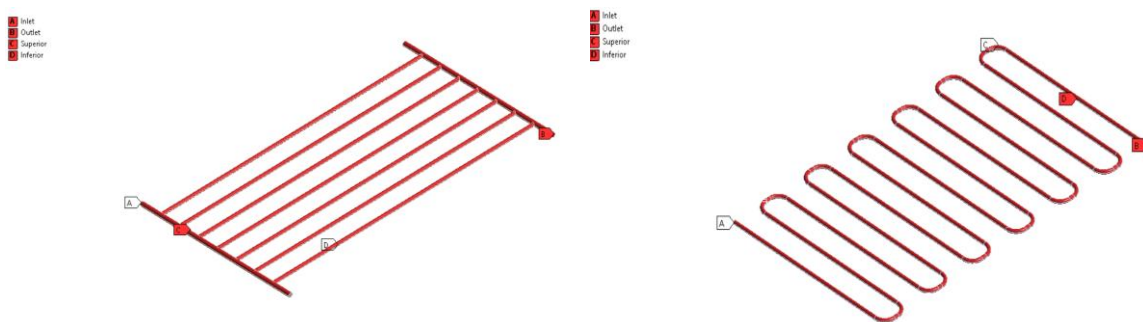


Figura 3.4. Definición de secciones nombradas (Named Selections) para el mallado y la aplicación de condiciones de frontera: entrada, salida y superficies de tubería en las geometrías de tubos paralelos y serpentin.

Se generó el mallado para ambas geometrías: en la configuración de tubos paralelos se emplearon elementos tetraédricos debido a la complejidad en las uniones del conjunto de tubos (véase la Figura 3.5a), mientras que en la geometría de tipo serpentín se utilizaron elementos hexaédricos, ya que al no haber intersecciones, se malló una cara del tubo con rectángulos y se utilizó el comando *sweep* para hacer un arrastre del mallado, permitiendo una malla estructurada con elementos hexagonales (véase la Figura 3.5b). En el trabajo de referencia se reporta un total de 649,887 elementos: en el presente estudio se generaron 1,386,036 elementos para la configuración de tubos paralelos y 594,500 elementos para la geometría de tipo serpentín.

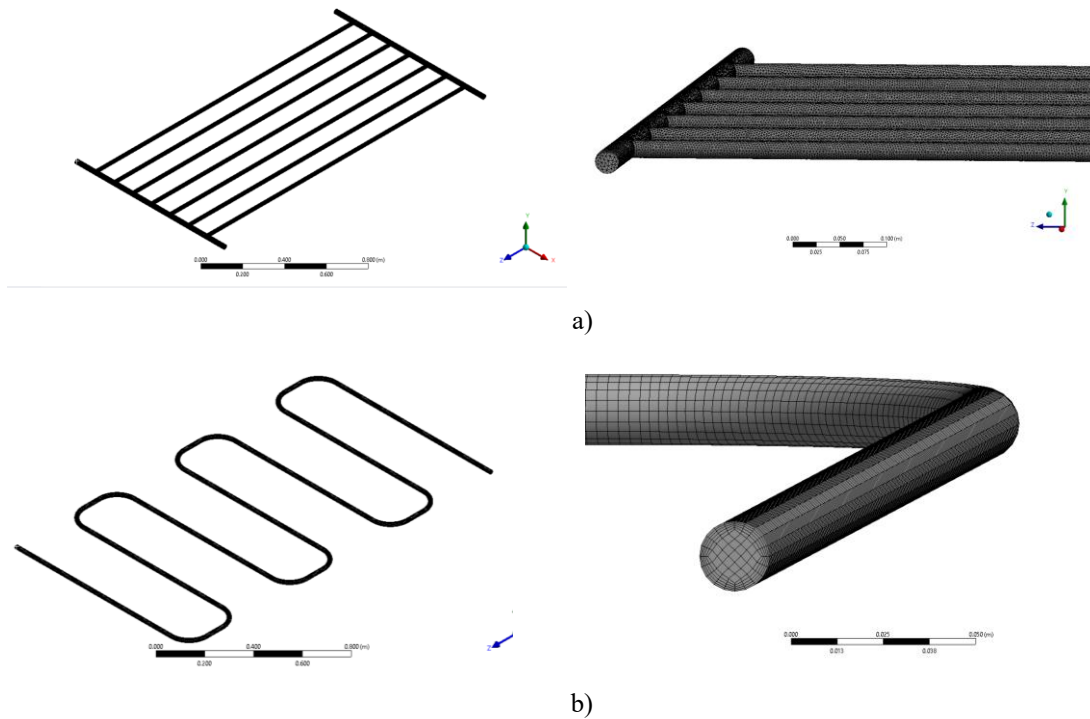


Figura 3.5. Discretización del dominio de flujo para el análisis CFD: (a) mallado tetraédrico en la geometría de tubos paralelos y (b) mallado hexaédrico en las geometrías tipo serpentín.

Para analizar a detalle los resultados, la Figura 3.6 presenta los contornos de temperatura de las tuberías del FPSC para un caudal de 3 L/min. En particular, la Figura 3.6b muestra una concordancia cualitativa en los patrones de temperatura respecto al caso de referencia, lo que respalda la correcta implementación del dominio y de las condiciones de frontera en el software CFD. En la configuración de tubos paralelos se aprecia una distribución térmica no uniforme; la zona de mayor temperatura se localiza en la región superior derecha de la

geometría y no en la salida, lo que sugiere la presencia de una región de baja velocidad y recirculación asociada a una distribución de flujo desigual. En contraste, la Figura 3.6c muestra que la geometría tipo serpentín mantiene una distribución de temperatura más homogénea a lo largo del recorrido; no obstante, en las secciones curvas se registran valores menores que en los tramos rectos, lo cual puede atribuirse a variaciones locales del campo de velocidad y del coeficiente convectivo interno inducidas por el cambio de dirección de flujo. En cuanto a la comparación con el estudio de referencia, este reporta una temperatura de salida de 308 K, mientras que la geometría replicada de tubos paralelos presenta 304.5 K; esta diferencia corresponde a un error porcentual de 1.3 %, valor aceptable que respalda la consistencia de la configuración numérica empleada, y para la geometría tipo serpentín se obtuvo una temperatura de salida de 304.4 K.

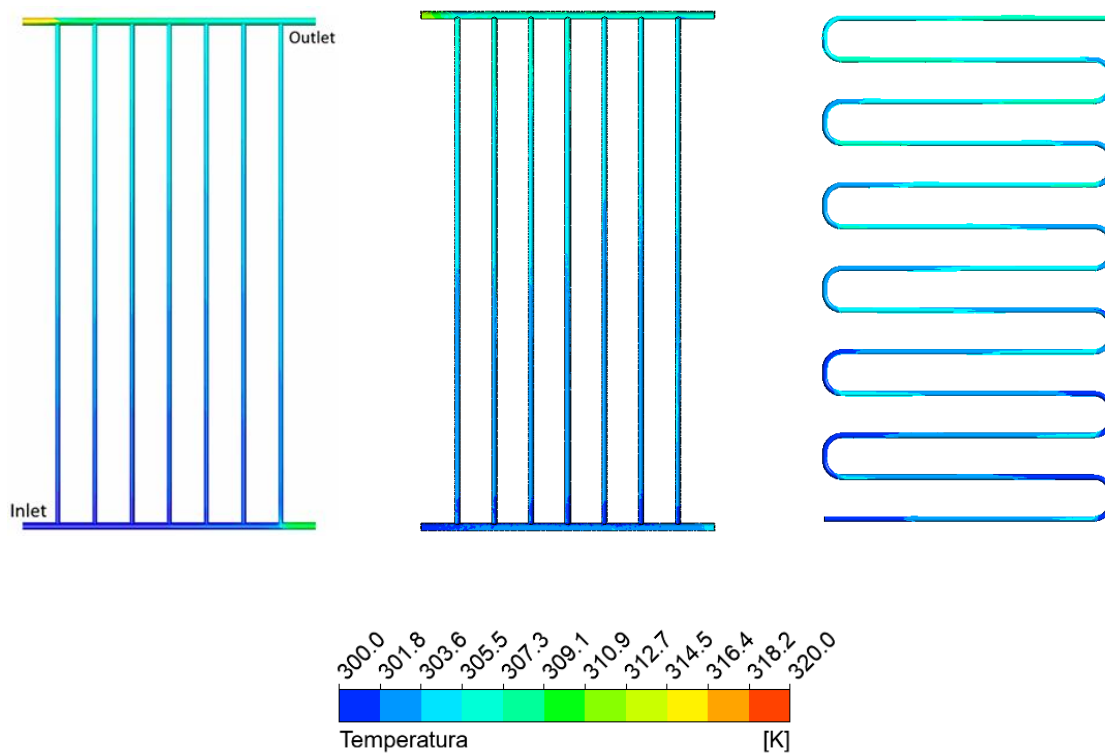


Figura 3.6. Contornos de temperatura en las tuberías del FPSC para un caudal de 3 L/min: (a) caso de referencia [67], (b) geometría de tubos paralelos replicada y (c) geometría tipo serpentín.

La Figura 3.7 muestra la distribución de presión, en la cual se observan diferencias claras entre ambas configuraciones: la Figura 3.7b muestra la geometría de tubos paralelos, en la cual la presión se mantiene relativamente uniforme a lo largo de los tubos, mientras que en

la geometría tipo serpentín como se muestra en la Figura 3.7c se observan niveles de presión significativamente mayores, lo que implica una caída de presión más elevada y un gradiente marcado hacia la salida del fluido; en consecuencia esta configuración resulta poco favorable para operación por circulación natural y, en caso de utilizar circulación forzada se requeriría un equipo de bombeo mayor, para sostener el caudal de trabajo, en comparación con el FPSC.

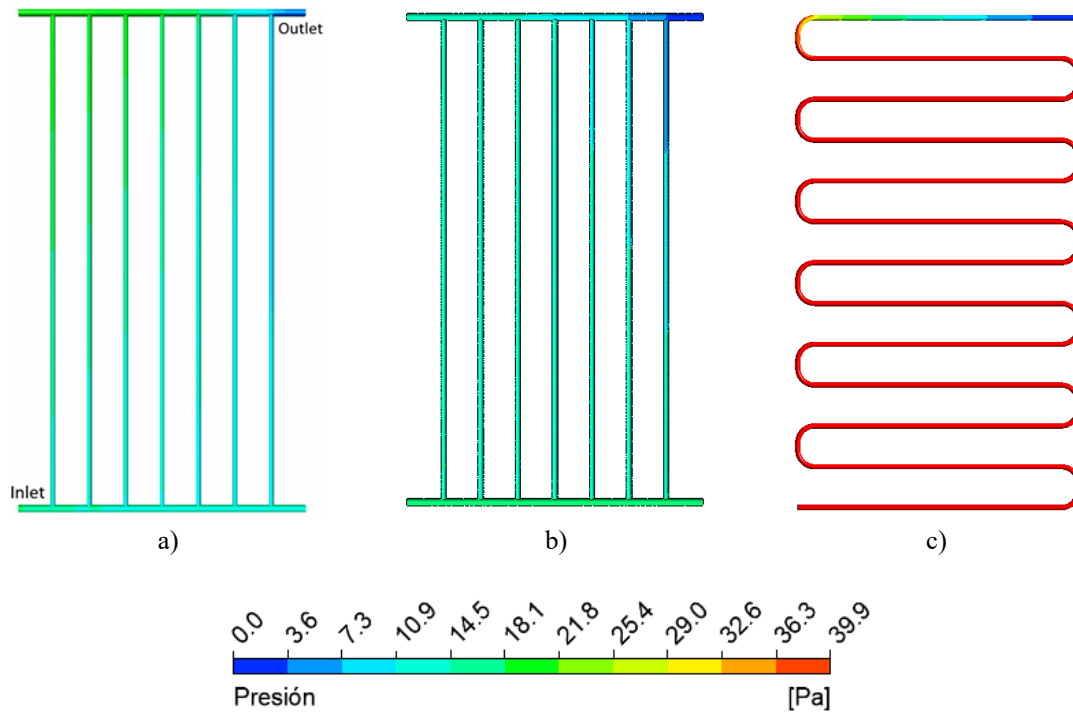


Figura 3.7. Contornos de presión en las tuberías del FPSC para un caudal de 3 L/min: (a) caso de referencia, (b) geometría de tubos paralelos replicada y (c) geometría tipo serpentín.

En conclusión, la comparación con el caso de referencia confirma la consistencia del planteamiento numérico y respalda su uso para evaluar alternativas geométricas bajo las mismas condiciones de operación. Los resultados muestran que la configuración de tubos paralelos mantiene menores pérdidas hidráulicas, aunque presenta una distribución térmica menos uniforme asociada a zonas de baja velocidad, mientras que la geometría tipo serpentín mejora la uniformidad de temperatura, pero incrementa de manera significativa la caída de presión. Por lo tanto, para aplicaciones que priorizan operación con mínima potencia auxiliar o circulación natural, la configuración de tubos paralelos se considera más adecuada como base para las etapas posteriores de diseño.

3.3 Diseño del conjunto de tubos del colector solar

Con base en los fundamentos de la teoría constructal (TC), se definieron criterios geométricos y se seleccionaron materiales compatibles con su implementación en el diseño del colector, considerando únicamente los materiales disponibles en México, lo que acota el espacio de diseño y limita a un análisis de las variantes geométricas posibles. En los apartados siguientes se justifica el proceso que conduce al diseño final propuesto y se presenta su evaluación mediante CFD, con el fin de verificar su desempeño bajo las condiciones y supuestos considerados en el estudio.

3.3.1 Análisis de calidad numérica

Con el objetivo de garantizar la confiabilidad de los resultados numéricos, se presenta un estudio de análisis de independencia de malla. En primer lugar, se realizó un estudio de independencia de malla, para ello se generaron distintos casos. Como variables de control se seleccionaron la temperatura de salida del fluido y la presión de salida.

La Tabla 3.2 muestra los resultados del estudio de independencia de malla para los diferentes casos de estudio, en los cuales se modificó el tamaño de la celda y, en consecuencia, el número de nodos. Se observa que el número de nodos aumenta desde 13,552 hasta aproximadamente 255,000. Como resultado, la temperatura de salida presenta una variación mínima, que pasa de 302.7 K para la malla más gruesa a 302.8 K en las mallas más refinadas, cuyo valor se mantiene fijo para las demás simulaciones. Por otra parte, la presión de salida muestra una disminución entre la malla más gruesa y las mallas más refinadas, pasando de 22.3 Pa a 16.3 Pa. Sin embargo, a partir del caso tres, se observa que la presión permanece constante lo que indica que la solución hidráulica alcanzó la independencia de malla.

De esta manera, para los casos tres, cuatro y cinco no se observan variaciones en la temperatura ni en la presión, lo que indica que un mayor refinamiento no produce cambios en los resultados. Por lo tanto, se concluye que la solución numérica es independiente del tamaño de la celda a partir del paso tres lo que se considera que es una malla adecuada.

Tabla 3.2. Tabla de resultados numéricos para el análisis de malla.

Caso	Número de nodos	Tamaño de la celda (m)	Temperatura de salida (K)	Presión de salida (Pa)
1	13 552	0.8	302.7	22.3
2	43 241	0.5	302.8	17.4
3	135 350	0.3	302.8	16.3
4	255 130	0.1	302.8	16.3
5	254 920	5.0e-1	302.8	16.3

En la Figura 3.8 se muestran los residuales de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento (componente en x, y y z) y energía para el caso tres. En las gráficas se observa que, durante las primeras iteraciones los residuales comienzan a decrecer de manera gradual. Las curvas de cantidad de movimiento y continuidad presentan una disminución progresiva con una fluctuación al iniciar la simulación, sin embargo, estas comienzan a estabilizarse hasta mantener una tendencia descendente. Por otra parte, el residual para la ecuación de energía desciende con mayor rapidez y alcanza un orden de 10^{-7} , lo que indica una convergencia más acelerada. En conjunto, el comportamiento estable de todas las curvas de los residuales, junto con la ausencia de inestabilidades confirman el cumplimiento adecuado de los criterios de convergencia, el cual alcanzó la solución en la iteración número 38.

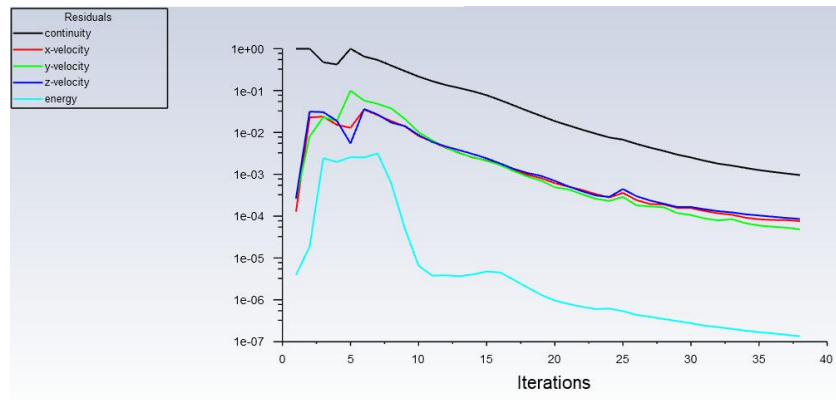


Figura 3.8. Residuales para la simulación numérica de la geometría propuesta.

3.3.2 Descripción general del diseño

La Figura 3.9 presenta la geometría final del arreglo de tuberías diseñada en el módulo DesignModeler con base en los principios de la teoría constructal (TC). La configuración incluye una rama principal (rama madre) a partir de la cual se generan múltiples ramificaciones secundarias, distribuidas para ajustarse a la geometría rectangular del colector y maximizar el área recubierta por el trazado hidráulico. El diseño adopta los criterios descritos en el apartado 2.7 del Capítulo 2, en particular la reducción progresiva de diámetros en las bifurcaciones, de modo que la rama principal presenta el mayor diámetro y se dispone en diagonal para incrementar la cobertura espacial dentro del rectángulo del colector. En las ramas secundarias se aplica una disminución escalonada del diámetro conforme avanza la ramificación; no obstante, la selección de diámetros queda restringida por la disponibilidad comercial en México, por lo que el diseño se limita a emplear tubería de 2.54 (1 pulgada), 1.9 (3/4 pulgada) y 1.27 (1/2 pulgada), centímetros.

Asimismo, el diseño adopta los ángulos de bifurcación de 45° entre la rama principal y las ramificaciones, condición impuesta por las restricciones de manufactura asociadas al material disponible. De forma análoga a la configuración de tubos paralelos, la geometría incorpora tubos elevadores y un cabezal colector que integra los caudales provenientes de las ramificaciones. Los tubos elevadores inician con un diámetro de 1.27 cm (1/2 pulgada) en los primeros tramos y, conforme se producen uniones y aumenta el caudal acumulado hacia el colector, el diámetro se incrementa a 1.9 cm (3/4 pulgada); esta transición busca reducir pérdidas hidráulicas locales y promover una distribución de flujo uniforme en el sistema.

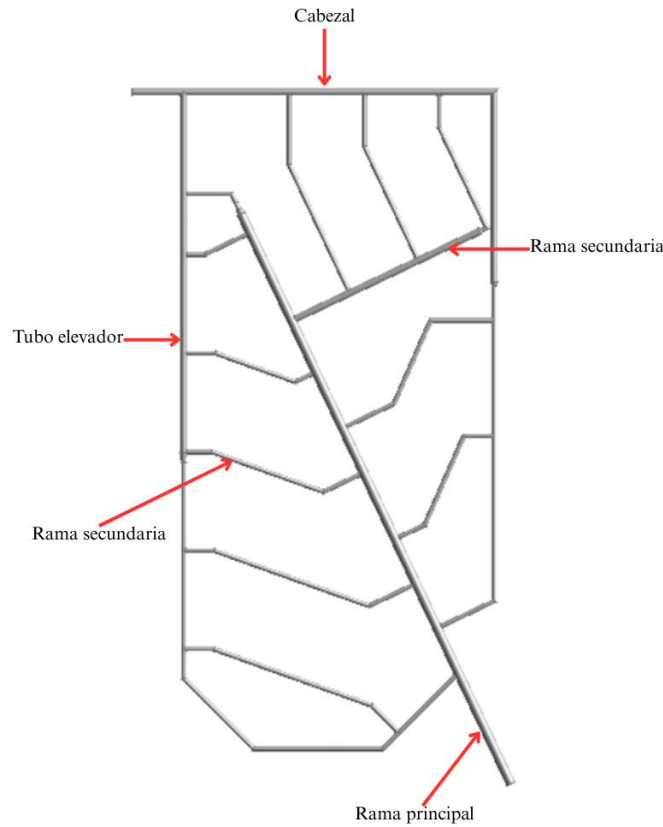


Figura 3.9. Geometría propuesta del arreglo de tuberías basado en la teoría constructal: rama principal, ramificaciones secundarias, tubos elevadores y cabezal del colector.

La Figura 3.10 presenta los contornos de temperatura y presión obtenidos para la geometría propuesta, bajo la aplicación de las condiciones de frontera especificadas en la Tabla 3.1. La Figura 3.9a muestra los resultados térmicos donde se observa que las menores temperaturas se localizan en la rama principal y aumentan a lo largo de las ramificaciones, con valores más elevados en los tubos elevadores y en la zona de integración de caudales, donde convergen los flujos provenientes de las ramas secundarias; este patrón sugiera una distribución de flujo más equilibrada en comparación con las geometrías evaluadas en la Sección 3.2.1. En términos hidráulicos, la Figura 3.9b muestra los contornos de presión en la cual se observa una distribución casi uniforme a lo largo del trazado, aunque se identifica una caída de presión localizada hacia la salida, asociada con la unión entre el tubo elevador y el cabezal del colector, donde se concentran pérdidas locales por cambio de sección y por la convergencia del flujo.

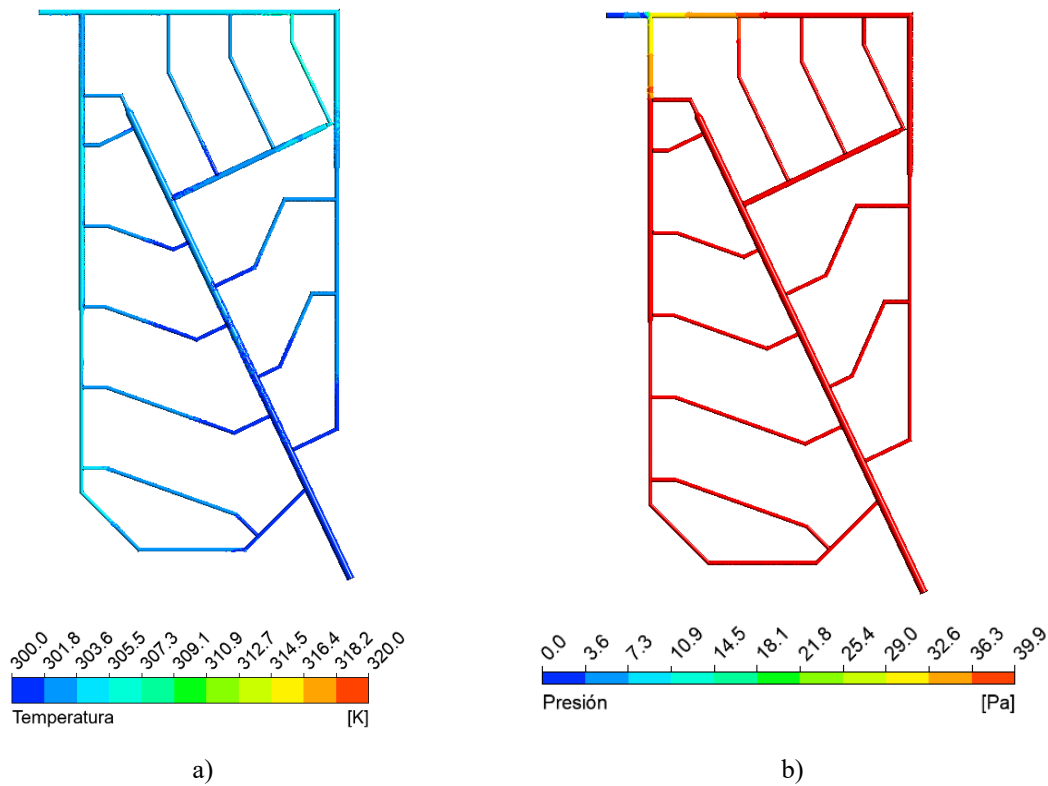


Figura 3.10. Contornos de temperatura y presión en el arreglo de tuberías de la geometría propuesta basada en la teoría constructal (caudal de 3 L/min).

3.3.3 Comparación de resultados de la geometría propuesta con las geometrías convencionales

La Tabla 3.3 presenta la comparación de las temperaturas de salida y las caídas de presión obtenidas mediante CFD para las tres configuraciones evaluadas. La geometría propuesta en este estudio registra una temperatura de salida de 303.0 K, valor ligeramente inferior al de la configuración de tubos paralelos (304.5 K) y al de la geometría tipo serpentín (304.2 K); sin embargo, las diferencias térmicas entre alternativas son pequeñas, por lo que el desempeño térmico resulta comparable bajo las condiciones de simulación consideradas. En contraste las caídas de presión exhiben diferencias más marcadas: la geometría de tipo serpentín presenta la mayor caída de presión (518.1 Pa) debido a las pérdidas asociadas a múltiples curvaturas y cambios de dirección, mientras que la configuración de tubos paralelos registra la menor caída de presión. La geometría propuesta alcanza una caída de presión de 63.1 Pa, lo que la ubica en un nivel intermedio entre las tres configuraciones. Debe señalarse que la

geometría propuesta no tiene las mismas dimensiones globales que las geometrías convencionales, por lo que la longitud total de tubería que se empleó es menor a comparación con las demás geometrías. Esta condición influye en los valores obtenidos; aun así, los resultados sugieren un desempeño hidráulico favorable sin penalizaciones térmicas relevantes frente a las alternativas analizadas.

Tabla 3.3. Comparación de la temperatura de salida y la caída de presión obtenidas por CFD para la geometría propuesta y las configuraciones convencionales (tubos paralelos y serpentín).

Geometría	Temperatura de salida (K)	Caída de presión (Pa)
Presente estudio	303.0	63.1
Tubos paralelos	304.5	18.3
Tipo serpentín	304.2	518.1

La Figura 3.11 presenta los valores de velocidad con el propósito de analizar la distribución de flujo, así como la presencia de zonas de recirculación y estancamiento en las geometrías analizadas. La geometría de tubos paralelos (ver Figura 3.11a) presentó velocidades elevadas en la entrada y salida del agua, sin embargo, esta geometría mantuvo velocidades bajas a lo largo de los tubos elevadores. Además, los cambios bruscos de dirección del flujo generaron zonas de recirculación dentro de las tuberías. Por otro lado, la geometría tipo serpentín (ver Figura 3.11b) presentó velocidades elevadas en las curvas, lo que puede ocasionar un incremento en pérdidas por fricción y, en consecuencia, una mayor caída de presión.

Finalmente, la geometría propuesta en el presente trabajo (ver Figura 3.11c) presentó un comportamiento jerárquico del flujo. El fluido ingresa por la rama principal, donde se observan las mayores velocidades. A partir de este conducto, el flujo se distribuye hacia las diferentes ramificaciones, aunque la distribución no es completamente uniforme. Además, se aprecia que la velocidad aumenta progresivamente cuando los flujos provenientes de las ramificaciones se unen. Esta geometría no presentó zonas de recirculación ni de estancamiento, lo que permite un flujo continuo en una sola dirección hacia la salida. No obstante, en la región de mayor velocidad, identificada por la zona de color rojo, se observan cambios bruscos en la dirección del flujo. Estas variaciones elevadas de velocidad generan

un aumento en las caídas de presión, lo que justifica los resultados de caída de presión presentado en la Tabla 3.3.

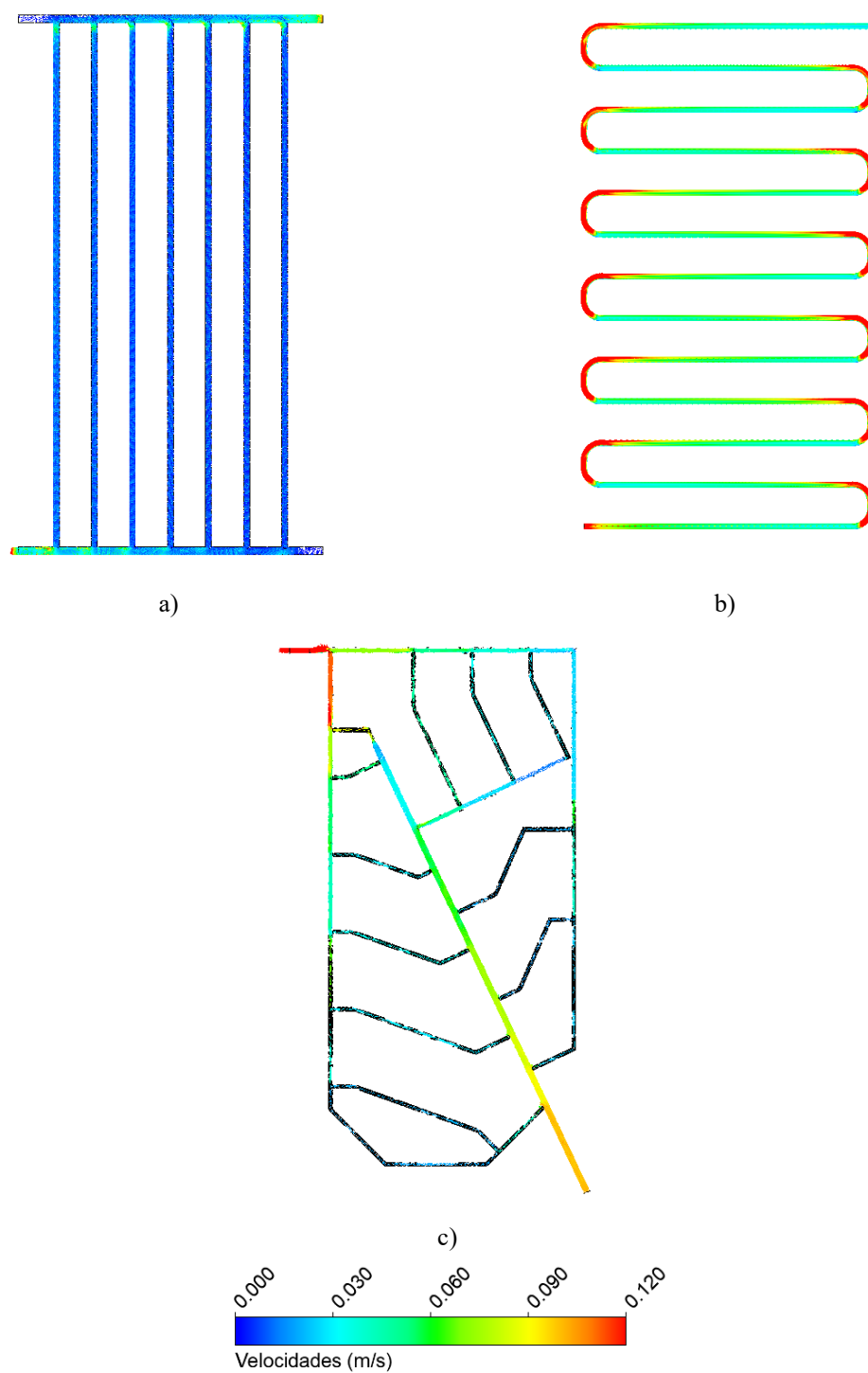


Figura 3.11. Vectores de velocidades de las geometrías analizadas.

3.4 Evaluación del uso de aletas con material reciclable

Previo a la etapa de construcción del colector, se construyó un prototipo con el fin de determinar la viabilidad de emplear aletas fabricadas con material reciclado y cuantificar su contribución al intercambio térmico, para su incorporación en el diseño final. Las aletas se fabricaron a partir de latas de aluminio reciclado y se instalaron en tres tuberías bajo configuraciones comparables: dos tuberías con aletas (una con recubrimiento negro y otra sin recubrimiento) y una tubería sin aletas utilizada como caso de referencia. Esta comparación permitió aislar el efecto de la presencia de aletas y del recubrimiento superficial sobre el desempeño térmico del sistema.

3.4.1 Planos de construcción del prototipo

La Figura 3.12 presenta los planos de construcción de la carcasa del prototipo, elaborados en un software CAD. La carcasa se fabricó con lámina galvanizada de 100 cm x 100 cm y 0.1 cm de espesor (véase la Figura 3.12a). Para cerrar completamente el ensamble se incorporaron dos tapas laterales, cuyas dimensiones se especifican en la Figura 3.12b.

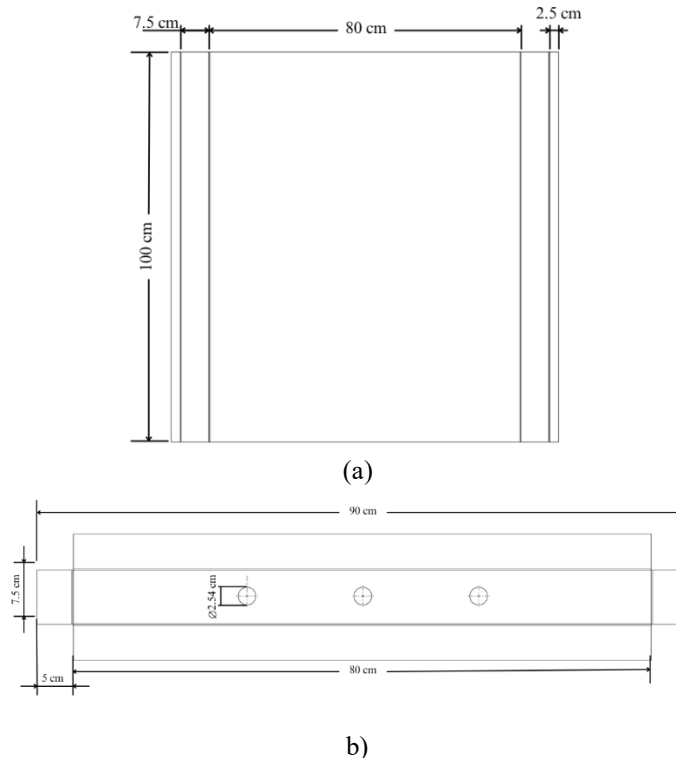


Figura 3.12. Planos CAD de la carcasa del prototipo para la evaluación de aletas: (a) desarrollo de lámina galvanizada y (b) tapas laterales para el cierre del ensamble.

3.4.2 Selección de aletas utilizando material reciclable

Las aletas son importantes cuando se quiere disipar o absorber calor. En este trabajo se evaluó la factibilidad de utilizar aletas fabricadas a partir de latas de aluminio, debido a su disponibilidad como material reciclado y a su potencial para reducir costos de fabricación. La finalidad es utilizar latas reciclables, sin realizar trabajo adicional que incremente los costos, únicamente cortar las latas. Se consideraron dos opciones de latas para las aletas: a) latas que tengan el color negro presente en su presentación, b) latas de cualquier color en su presentación. Para las latas negras, la superficie negra se colocó en la tubería de manera que incida sobre ella la radiación solar, considerando que el recubrimiento negro sobre la superficie útil aumenta la absorción efectiva y puede mejorar la transferencia de calor. Para las latas de cualquier color, la superficie interior de la lata (color gris) se colocó en la tubería para que incida la radiación solar. La Figura 3.13 muestra algunos ejemplos de latas de color negro disponibles en el mercado mexicano; en esta investigación se empleó la lata identificada como número 1 por disponibilidad directa como material reciclado.



Figura 3.13. Ejemplos de latas de aluminio disponibles en el mercado mexicano consideradas para la fabricación de aletas.

3.4.3 Construcción del prototipo

Para la construcción de la carcasa se empleó lámina galvanizada, la cual se dobló para obtener la geometría requerida, tal como se muestra en la Figura 3.14. Adicionalmente, se instalaron cuatro láminas internas como divisores, con el propósito de conformar

compartimientos independientes para la disposición de los tubos del prototipo y mantener una separación controlada entre ellos; estas separaciones se fijaron con un espaciamiento de 16 cm entre divisiones consecutivas.

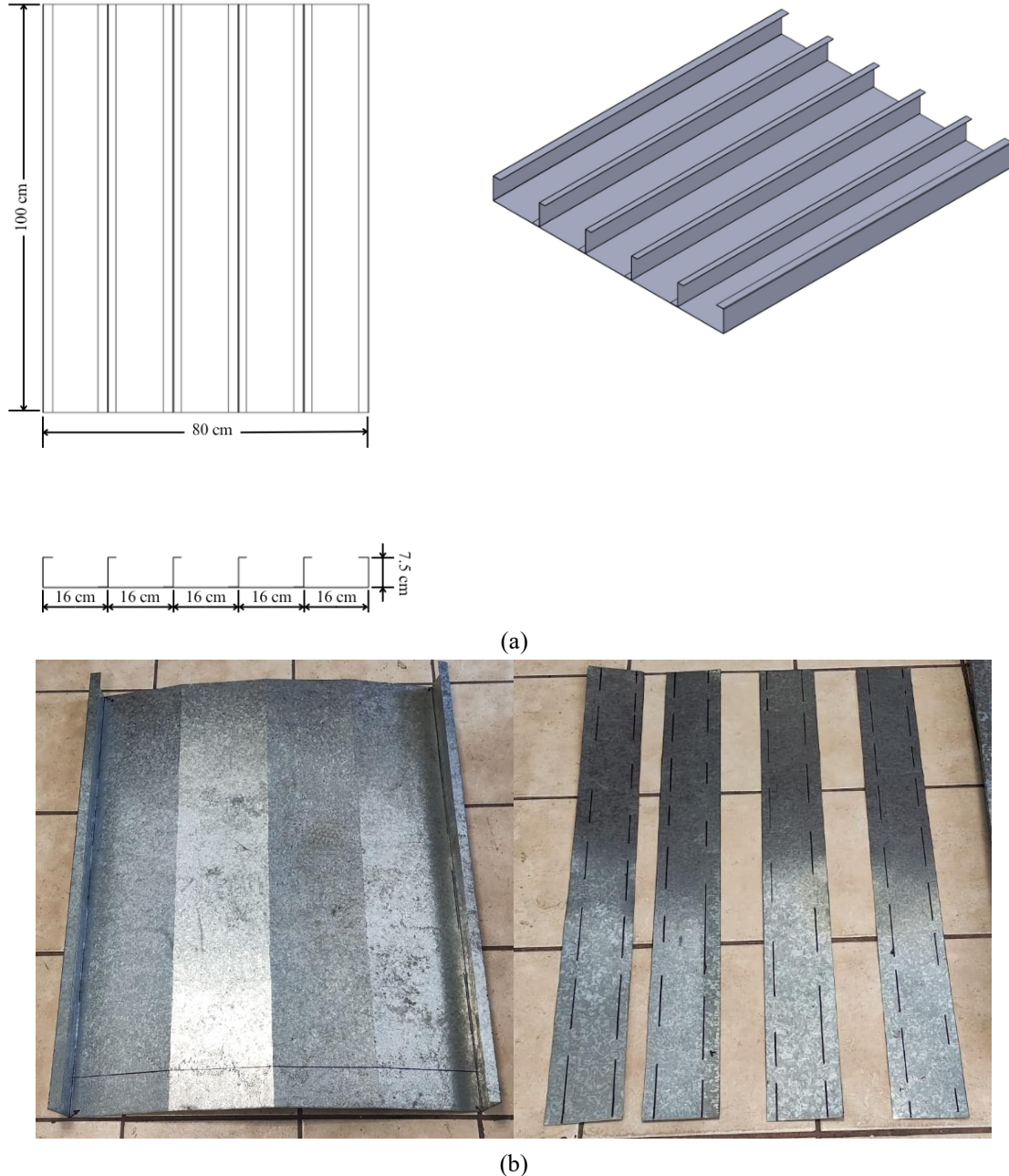


Figura 3.14. Carcasa del prototipo para la evaluación de aletas: (a) representación CAD del plegado y los divisores internos y (b) fotografías del ensamble fabricado.

Como se mencionó previamente, se incorporaron dos tapas móviles para facilitar el montaje y desmontaje de las tuberías. Estas tapas se fabricaron con lámina galvanizada y presentan

dimensiones de 17.5 cm de largo por 90 cm de ancho, con un margen adicional de 5 cm en cada extremo para formar las pestañas de fijación mediante doblez. Posteriormente, se practicaron tres perforaciones en cada tapa para permitir el paso y posicionamiento de las tuberías dentro del prototipo. Finalmente, se colocó el aislamiento térmico en el interior de la carcasa, tal como se muestra en la Figura 3.15.



Figura 3.15. Instalación del aislamiento térmico en la carcasa y preparación de las tapas móviles con perforaciones para el paso de las tuberías.

Se emplearon tres tuberías de 2.54 cm (1 pulgada) de diámetro y 108 cm de longitud. La Figura 3.16 ilustra el procedimiento de instalación de las aletas, se colocaron en dos de las tuberías a lo largo de su superficie externa. Las aletas se fabricaron a partir de latas de aluminio recortadas con dimensiones de 20 x 13 cm, las cuales fueron colocadas a lo largo de la longitud del tubo para cubrir 1 metro lineal de cada tubería, para ello se requirieron alrededor de 7.5 latas.



Figura 3.16. Instalación de las aletas y los tubos del prototipo.

3.4.4 Instrumentación del prototipo

Las variables de interés son la temperatura del agua, el flujo volumétrico de agua y la radiación solar. Para medir estas variables se utilizaron termopares tipo T (incertidumbre ± 0.5 °C), sensores de temperatura PT100 (incertidumbre ± 0.15 °C), un sensor de flujo YF-B6 (incertidumbre de ± 3 % L/min), y un piranómetro Vaisala QMS101 (incertidumbre ± 1 % W/m² de la irradiancia). La instrumentación se organizó en cinco grupos (A, B, C, D y E): los grupos A, B, C corresponden a los tres canales con tubería del prototipo (véase la Figura 3.17a). Asimismo, se emplearon sensores DS18B20 (incertidumbre ± 0.5 °C) para registrar la temperatura en la aleta y en la superficie de la tubería; además, se colocaron sensores del

mismo tipo para medir la temperatura del aire en el interior de la cavidad de cada canal. Por otra parte, la medición en los depósitos (10 litros) se realizó con dos sensores por depósito, ubicados en la parte superior e inferior, con el fin de capturar el gradiente térmico del almacenamiento, tal como se muestra en la Figura 3.17b.

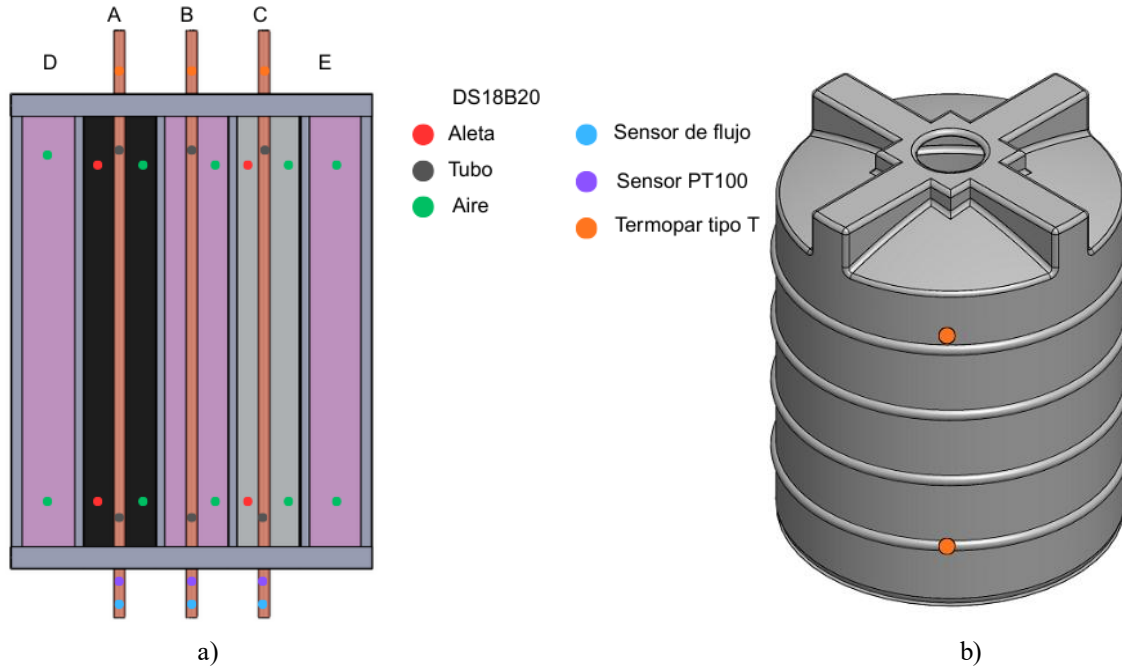
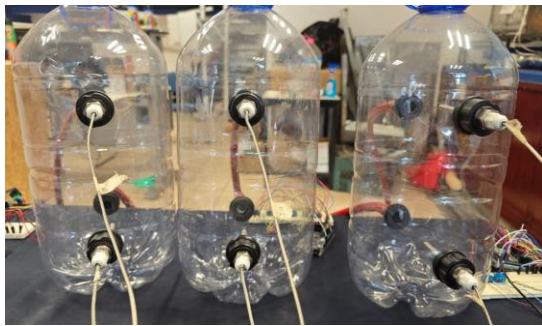


Figura 3.17. Instrumentación del prototipo para evaluación de aletas: a) sensores de temperatura por canal (A-E) y sensores de flujo; b) sensores de temperatura en el depósito de almacenamiento (10 litros).

3.4.5 Instalación y puesta en marcha del prototipo

En la Figura 3.18 se muestra la instalación de los sensores de temperatura en los depósitos, los sensores de temperatura DS18B20 en el interior de colector y el sensor de caudal en cada tubería, para instrumentar el prototipo y estar disponible para su operación. Por otra parte, se construyó una base de soporte para el colector que permita variar la inclinación de este; para los días de las pruebas experimentales, el colector fue instalado con una inclinación de 25° respecto al plano horizontal.



a)



b)



c)

Figura 3.18. Instrumentación del prototipo. a) depósitos b) tubería y aletas c) disposición final del colector.

Finalmente, se instaló el sistema completo para realizar las pruebas y se verificó el correcto funcionamiento de los instrumentos de medición; el colector se orientó hacia el sur. Los depósitos se cubrieron con aislamiento térmico para evitar la incidencia directa de la radiación solar y reducir aportes térmicos ajenos al colector que pudieran sesgar las mediciones. De manera análoga, se aislaron las conexiones y mangueras con el fin de minimizar ganancias térmicas parásitas y mantener condiciones experimentales lo más controladas posibles como se muestra en la Figura 3.19.



Figura 3.19. Montaje del prototipo para la evaluación de aletas de manera experimental.

3.4.6 Evaluación y discusión de resultados del prototipo

A continuación, se presentan los resultados de la prueba experimental del prototipo de aletas, donde se identificó la configuración de tubería-aleta que incrementa la transferencia de calor y permite obtener temperaturas más altas. El experimento fue un ciclo cerrado que funcionaba de la siguiente manera: en el captador solar incide la radiación solar, la cual después de atravesar la cubierta, incide sobre las tuberías y aletas (canales A y C), y estas a su vez transfieren el calor al fluido de trabajo (agua); el agua por el efecto termo sifónico sube a través de una manguera y entra en la parte superior del depósito. Al estratificarse el agua en el depósito, el agua fría queda en la parte inferior del depósito; de la toma ubicada en la parte inferior del depósito se conecta una manguera que va a la entrada del colector

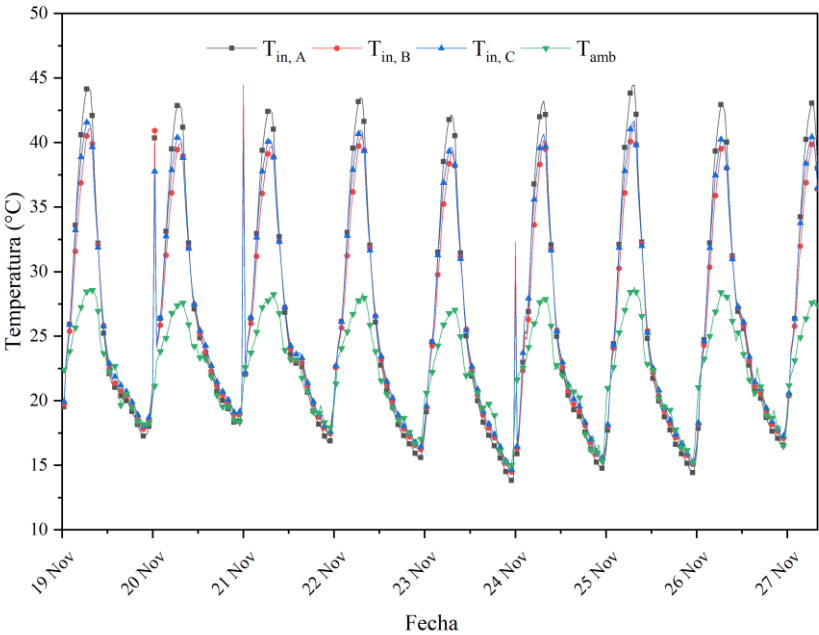
solar y así cerrar el ciclo. Al inicio del experimento la temperatura de los tres depósitos era iguales, sin embargo, con el paso del tiempo, las temperaturas a la entrada y a la salida de cada tubería del colector solar fue cambiando. La Figura 3.20a muestra las temperaturas de entrada de las tuberías; la configuración con aletas y recubrimiento negro, representada por $T_{in, A}$, alcanza los valores más elevados, con diferencias de hasta 3 °C respecto a las demás configuraciones. En la Figura 3.20b se presenta las temperaturas de salida, donde la misma configuración registra incrementos de hasta 4 °C en comparación con las otras tuberías evaluadas. En general, las tuberías con aletas muestran temperaturas de entrada y salida más altas durante los periodos con radiación solar, lo que indica una mayor captación y transferencia de energía hacia el fluido. En ausencia de radiación solar, las tuberías con aletas registran temperaturas menores que la tubería sin aletas, ya que las aletas incrementan el área expuesta y favorecen pérdidas térmicas al ambiente, por lo que el conjunto actúa como disipador cuando no existe aporte solar.

La Tabla 3.4 presenta las temperaturas máximas y mínimas registradas para cada configuración de tubería. En la entrada, la tubería A alcanzó un valor de 45.0 °C como temperatura máxima y 13.8 °C como mínima, la tubería B registró 44.4 °C (máxima) y 14.5 °C (mínima); y la tubería C presentó 41.7 °C (máxima) y 14.6 °C (mínima). En la salida, la tubería A alcanzó un valor de 48.6 °C como temperatura máxima y 16.8 °C como mínima; la tubería B registró 45.3 °C (máxima) y 18.3 °C (mínima); mientras que la tubería C presentó 44.9 °C (máxima) y 17.4 °C (mínima).

Tabla 3.4. Temperaturas máximas y mínimas registradas en la entrada y la salida para cada configuración de tubería del prototipo de aletas.

Temperatura	Máxima (°C)	Mínima (°C)
$T_{in, A}$	44.5	13.8
$T_{in, B}$	44.4	14.5
$T_{in, C}$	41.7	14.6
$T_{out, A}$	48.6	16.8

$T_{out, B}$	45.3	18.3
$T_{out, C}$	44.9	17.4



a)

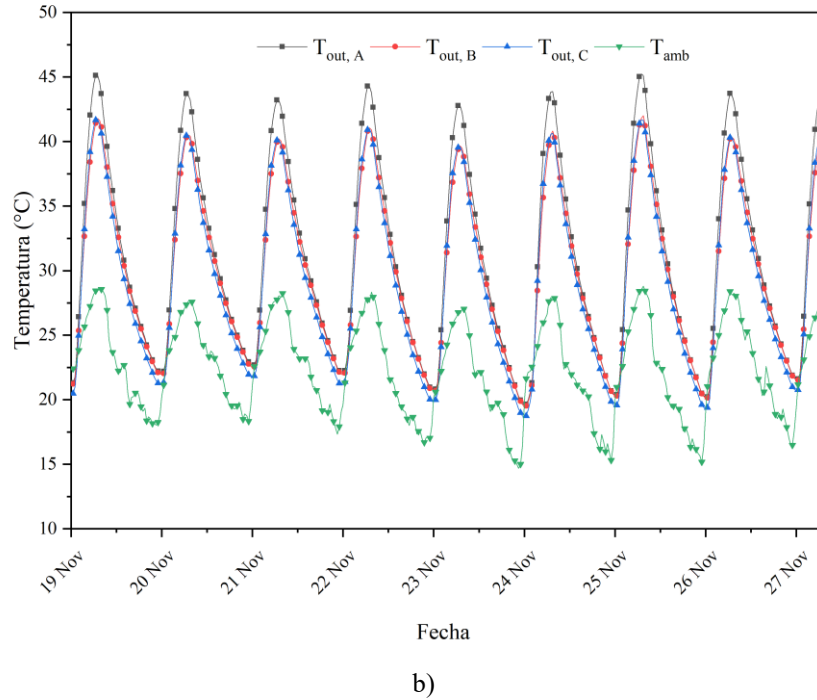


Figura 3.20. Evolución temporal de temperaturas en el prototipo de aletas: (a) temperatura de entradas T_{in} para las configuraciones A-C y temperatura ambiente, y (b) temperatura de salida T_{out} para las configuraciones A-C y temperatura ambiente.

La Figura 3.21 presenta la evolución de la temperatura registrada en los depósitos para cada configuración evaluada. El tanque asociado a la tubería con aletas y recubrimiento negro presentó las temperaturas más altas, con diferencias de hasta 3 °C respecto a las demás configuraciones. En términos de valores máximos ($T_{tt, A}$), mientras que la configuración sin aletas ($T_{tt, b}$) registró 42 °C y la configuración con aletas sin recubrimiento ($T_{tt, c}$) alcanzó 41.7 °C. El comportamiento de este último valor se atribuye a que, para la configuración $T_{tt, c}$ no cuenta con un recubrimiento oscuro que permita una mayor absorción de radiación solar; por el contrario, al no contar con este color su superficie tiende a reflejar una fracción significativa de la radiación incidente, reduciendo la cantidad de energía térmica absorbida y, en consecuencia, la temperatura alcanzada en el termotanque.

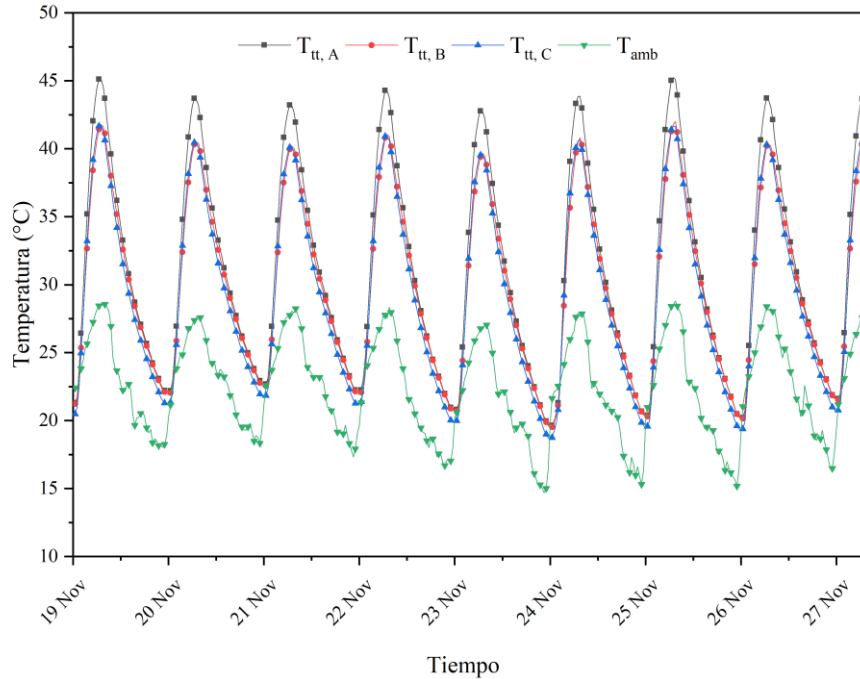


Figura 3.21. Evolución temporal de la temperatura de los depósitos del prototipo para la configuración A-C y comparación con la temperatura ambiente.

La Figura 3.22 presenta el registro de la irradiancia solar medida, sobre el colector solar, durante los días de prueba. En general, la irradiancia mostró un comportamiento similar entre jornadas, con valores máximos en el intercalo de 900-1000 W/m². En particular, el 24 de noviembre se registró el mayor pico de irradiancia, con un valor de 1022.8 W/m².

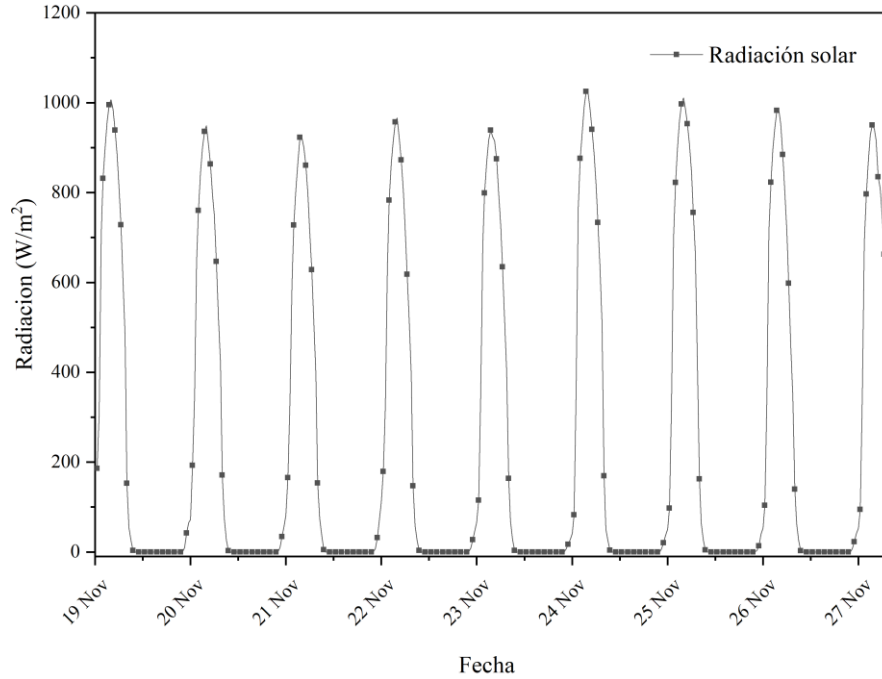
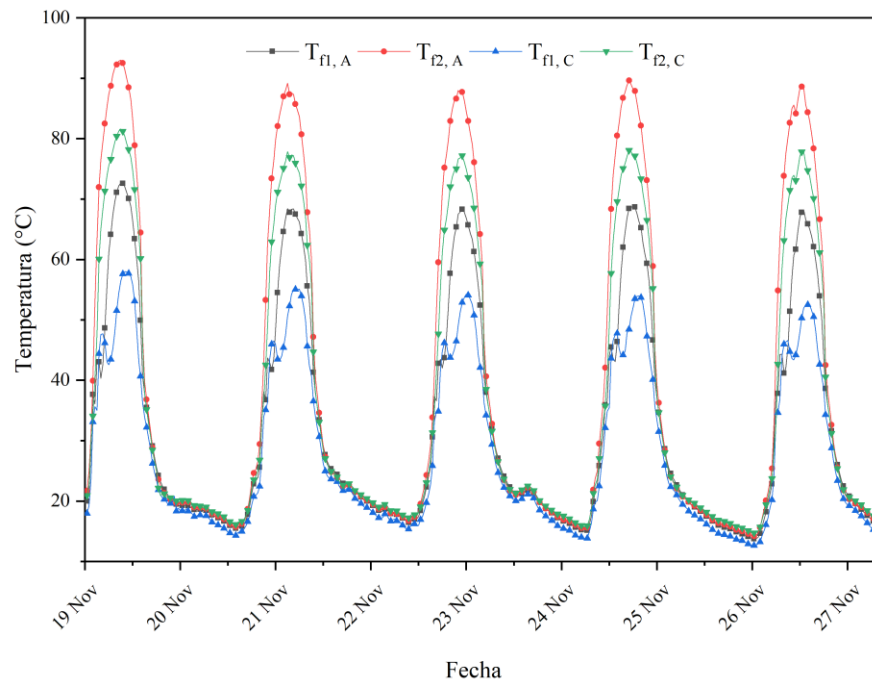
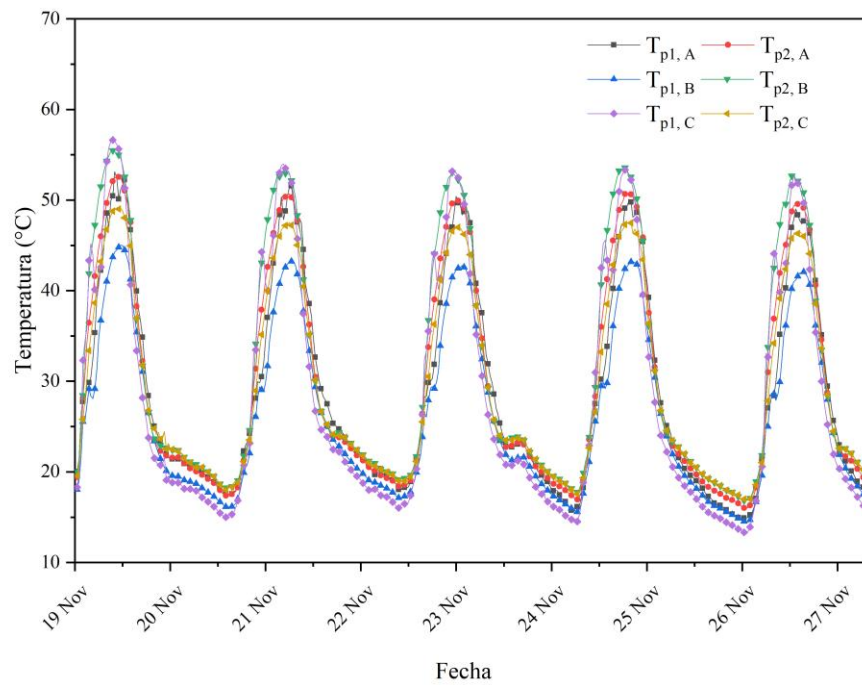


Figura 3.22. Evolución temporal de la irradiancia solar medida durante los días de prueba.

La Figura 3.23a presenta las temperatura registradas en las aletas. Las aletas con recubrimiento negro alcanzaron valores superiores en los dos puntos instrumentados, ubicados a 10 cm de la entrada y de la salida de la tubería. La Figura 3.23b muestra las temperaturas de las tres tuberías donde todas tienen un recubrimiento negro mate. Se observa que exhiben comportamientos similares, y que las diferencias que presentan se asocian principalmente a la presencia de aletas y a las condiciones locales de intercambia termico. Finalmente, la Figura 3.23c muestra la temperatura del aire en el interior del prototipo para cada canal; las mayores temperaturas correspondes a los canales $T_{a,D}$ y $T_{a,E}$, lo cual se atribuye a que no existe tubería con fluido de trabajo que retire el calor acumulado en estos canales, mientras que los canales A, B y C presentan tendencias muy similares entre sí, consistentes con su disposición central.



a)



b)

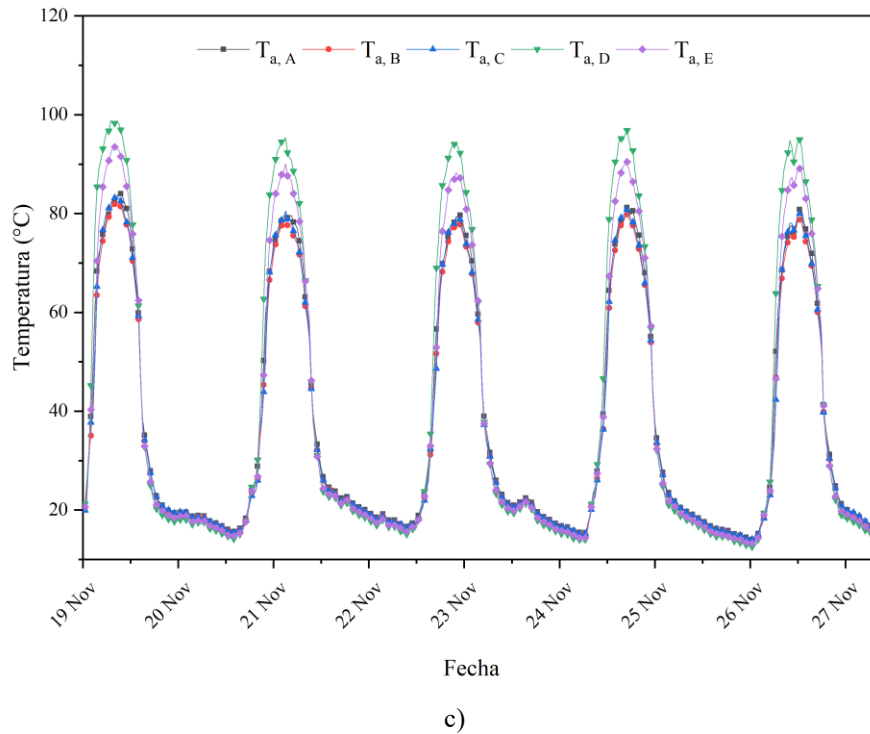


Figura 3.23. Temperaturas en el prototipo de aletas: (a) temperaturas de las aletas en puntos cercanos a la entrada y salida de agua, (b) temperatura superficial de las tuberías para las tres configuraciones, y (c) temperatura del aire en el interior del colector por cada canal (A-E).

Con base en los resultados del prototipo de aletas, la configuración con aletas y recubrimiento negro mostró el mejor desempeño térmico durante los periodos con radiación solar, al incrementar la temperatura del agua por su mayor absorptividad y su capacidad para favorecer la transferencia de calor hacia el fluido; en comparación con las otras configuraciones, se registraron diferencias de hasta 4 °C. No obstante, en ausencia de irradiancia las aletas incrementan el área de intercambio de calor con el ambiente y favorecen a las pérdidas de energía en forma de calor, por lo que las tuberías con aletas presentaron temperaturas inferiores durante las horas nocturnas. En los depósitos, la configuración con aletas negras alcanzó temperaturas máximas cercanas a 45 °C; sin embargo, debido a la falta de aislamiento térmico en el almacenamiento, se observaron pérdidas significativas durante la noche, con descensos de temperatura hasta aproximadamente 19 °C.

Capítulo 4. Construcción e instrumentación del colector solar

En este capítulo se describe la selección de materiales disponibles en el mercado mexicano, construcción, instrumentación y puesta en operación del colector solar de placa plana diseñado. Se justifica la elección de la cubierta, el aislamiento, las tuberías, la superficie absorbedora, la carcasa y el termotanque con base en criterios térmicos, ópticos, hidráulicos y de manufactura. Posteriormente, se describe el proceso de fabricación y ensamble del colector. A continuación, se presenta la instrumentación y el esquema de adquisición de datos para medir las variables de interés del sistema. Finalmente, se describe la instalación del banco de pruebas en el TecNM–CENIDET, Campus Ingeniería Mecánica (latitud 18.87° N, longitud 99.22° O), cuya ubicación se ilustra en la Figura 4.1.

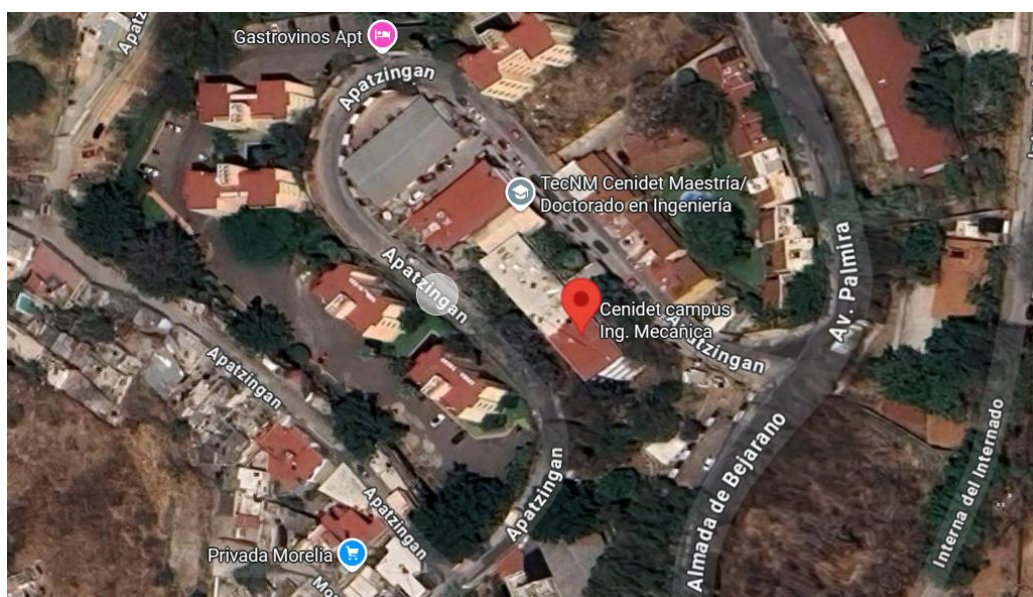


Figura 4.1. Ubicación geográfica del banco de pruebas en el TecNM–CENIDET, Campus Ingeniería Mecánica (latitud 18.87° N, longitud 99.22° O) (Google Maps, s. f. [68]).

4.1 Selección de los materiales de construcción

En esta sección se presenta la justificación de los materiales seleccionados para la construcción del colector solar. La elección se basó en criterios de disponibilidad y costo en

el mercado mexicano, así como en su contribución al desempeño térmico del equipo, considerando requerimientos ópticos, térmicos, mecánicos y de manufactura.

4.1.1 Cubierta transparente

En la selección de la cubierta se consideró las propiedades ópticas, térmicas y mecánicas que garanticen una adecuada transmitancia solar, bajas pérdidas térmicas y una vida útil prolongada bajo condiciones ambientales. En esta investigación se seleccionó vidrio transparente con un espesor de 0.4 cm, conforme al valor óptimo reportado por Bakari et al. (2014) [17]. La Tabla 4.1 presenta rangos típicos de propiedades ópticas y térmicas del vidrio; estos valores pueden variar en función del fabricante y del tratamiento superficial del material.

Tabla 4.1. Propiedades ópticas y térmicas del vidrio transparente.

Propiedad	Unidad	Valor
Propiedades ópticas		
<i>Transmitancia</i>	-	0.8-0.9
<i>Reflectancia</i>	%	.04
<i>Absortancia</i>	%	0.02-0.08
Propiedades térmicas		
<i>Conductividad térmica</i>	W/m·K	0.7 - 1.1
<i>Calor específico</i>	J/kg·K	750 - 840

4.1.2 Aislante térmico

La selección del aislante se basa principalmente en su desempeño térmico, ya que su función consiste en minimizar las pérdidas de calor hacia el exterior; por ello, el parámetro crítico es una conductividad térmica baja. En este trabajo se empleó Foamular 250 (poliestireno extruido) con un espesor de 2.54 cm (1 pulgada) para la construcción del colector. La Tabla 4.2 presenta las propiedades termofísicas del Foamular 250.

Tabla 4.2. Propiedades termofísicas del aislante térmico Foamular 250

Propiedad	Unidad	Valor
Conductividad térmica	W/m·K	0.0288
Densidad	kg/m ³	40.27
Calor específico	J/kg·K	1450

4.1.3 Tuberías

La selección de las tuberías se realizó con base en criterios térmicos, hidráulicos y constructivos. Desde el punto de vista térmico, se consideraron la conductividad térmica y la capacidad calorífica del material, debido a su influencia en la transferencia de calor desde la placa absorbedora hacia el fluido. En términos hidráulicos, se priorizó la resistencia a la corrosión y la compatibilidad con operación prolongada en contacto con agua. Finalmente, desde el enfoque constructivo, se requirió disponibilidad comercial de distintos diámetros, ya que la aplicación de la teoría constructal implica secciones con diámetros diferentes a lo largo de las ramificaciones. Con base en estos criterios se seleccionó tubería de cobre; sus propiedades termofísicas se resumen en la Tabla 4.3, las cuales pueden variar según la especificación del fabricante.

Tabla 4.3. Propiedades termofísicas y radiativas del cobre.

Propiedad	Unidad	Valor
Conductividad térmica	W/m·K	401
Calor específico	J/kg·K	385
Densidad	kg/m ³	8 930
Absortancia	-	0.2 - 0.35
Emisividad	-	0.03 – 0.05

4.1.4 Superficie absorbedora (aletas)

En este estudio, la superficie absorbedora se implementa mediante aletas, las cuales sustituyen a la placa absorbedora convencional. Su selección requiere considerar propiedades ópticas, térmicas y mecánicas que favorezcan una alta captación solar y una transferencia de

calor eficiente hacia el fluido de trabajo, en este caso se utilizaron latas reciclables de color negro (sección 3.4.2), debido a que tiene una absorptividad solar alta y mejora la ganancia térmica del sistema.

La Tabla 4.4 presenta las propiedades térmicas y ópticas consideradas para la lata de aluminio utilizada como aleta. Dado que las latas se fabrican con aleaciones de aluminio, sus propiedades pueden diferir de las del aluminio puro y variar según el fabricante. En este contexto, las propiedades más relevantes son la conductividad térmica, por su efecto en la conducción de calor hacia la tubería, y la absorptancia superficial, por su influencia en la fracción de radiación solar convertida en energía térmica disponible para el sistema.

Tabla 4.4. Propiedades termofísicas y radiativas consideradas para las latas de aluminio.

Propiedad	Unidad	Valor
Conductividad térmica	W/m·K	160-180
Calor específico	J/kg·K	900
Densidad	kg/m ³	2700
Absortancia	-	0.25 – 0.40
Emisividad	-	0.7 - 0.9

4.1.5 Carcasa

La selección del material de la carcasa se basó en criterios estructurales, térmicos y económicos, ya que este componente protege los elementos internos del colector y aporta rigidez al conjunto durante su operación a la intemperie. En consecuencia, el material debe ofrecer resistencia mecánica, durabilidad y buen comportamiento frente a la corrosión, sin incrementar de forma significativa el costo de fabricación. En este trabajo se utilizó lámina galvanizada, disponible para la construcción del equipo; su recubrimiento de zinc reduce la susceptibilidad a la oxidación y mejora la vida útil de la carcasa bajo condiciones ambientales variables. La Tabla 4.5 presenta las propiedades del material considerado.

Tabla 4.5. Propiedades termofísicas y radiativas de la lámina galvanizada

Propiedad	Unidad	Valor
Conductividad térmica	W/m·K	45 - 60
Calor específico	J/kg·K	470 - 500
Densidad	kg/m ³	7 850
Absortancia	-	0.35 – 0.55
Emisividad	-	0.20 – 0.30

4.1.6 Termotanque

La selección del termotanque se realizó con base en criterios térmicos, hidráulicos y estructurales, dado que este componente determina la capacidad de almacenamiento de energía y condiciona la estabilidad térmica del sistema. Desde el punto de vista térmico, se consideró que el volumen de almacenamiento fuera suficiente para amortiguar variaciones de irradiancia y permitir la acumulación de energía útil durante las horas de mayor radiación; además, se tomó en cuenta la necesidad de reducir pérdidas térmicas mediante un aislamiento adecuado, ya que el termotanque influye de forma directa en la temperatura disponible para el usuario. En términos hidráulicos, se verificó la compatibilidad con las conexiones del sistema (diámetros y tipo de uniones), la capacidad de operar de manera segura con el caudal esperado y la resistencia a la corrosión asociada al contacto continuo con agua. En cuanto al criterio estructural, se consideraron aspectos de instalación, peso y soporte mecánico, dado que el tanque debe mantenerse estable bajo operación y mantenimiento rutinario. Aunque el termotanque no se fabricó específicamente para esta investigación, se seleccionó un equipo comercial con capacidad de 150 L por su disponibilidad y por adecuarse al volumen requerido para el banco de pruebas. La Tabla 4.6 presenta la capacidad de los termotanques considerados y la capacidad recomendada en función del número de usuarios.

Tabla 4.6. Capacidad de almacenamiento recomendada del termotanque en función del número de personas usuarias.

Capacidad	Personas
80 L	3
100 L	4
150 L	5-6

4.2 Proceso de construcción del colector solar

Una vez definidos los materiales para la construcción del colector solar, se continuó con la etapa de fabricación y ensamble de los componentes. La Figura 4.2 presenta el modelo tridimensional (3D) de la carcasa, diseñado como estructura de soporte y protección para el arreglo de tuberías, el aislamiento y la cubierta transparente. La carcasa se dimensionó con 200 cm de largo, 100 cm de ancho y 13 cm de altura, de manera que proporcione rigidez al sistema y permita una instalación estable del colector durante las pruebas.

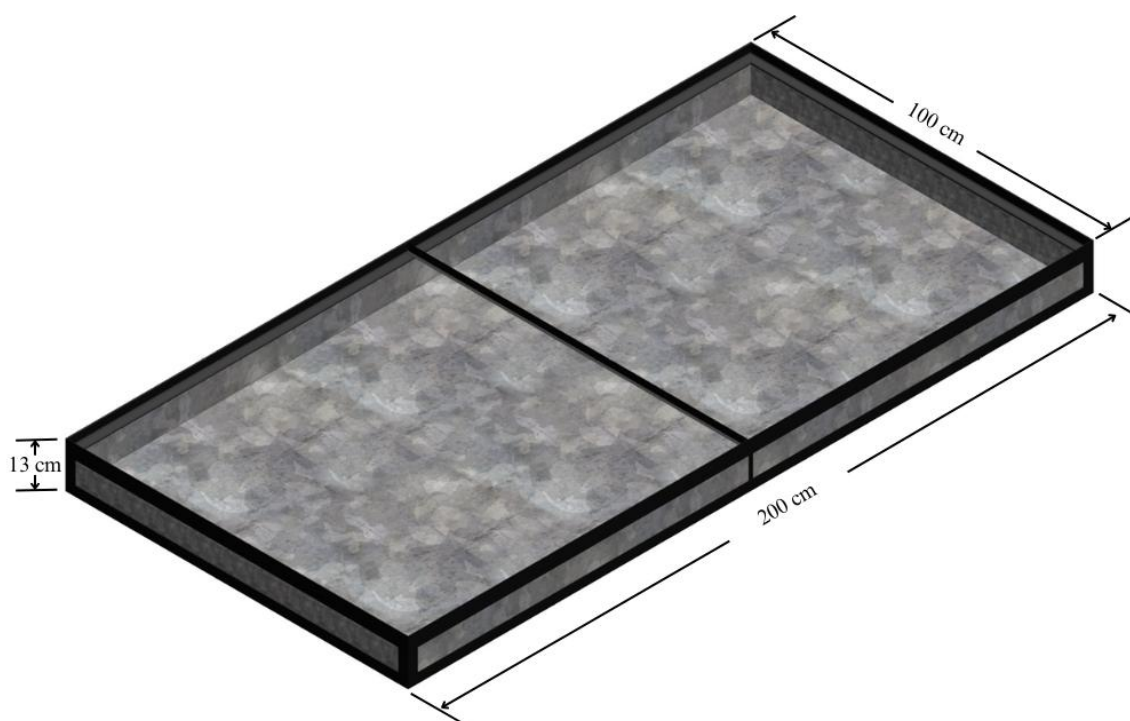


Figura 4.2. Modelo tridimensional (3D) de la carcasa del colector solar con dimensiones generales de 200 cm × 100 cm × 13 cm.

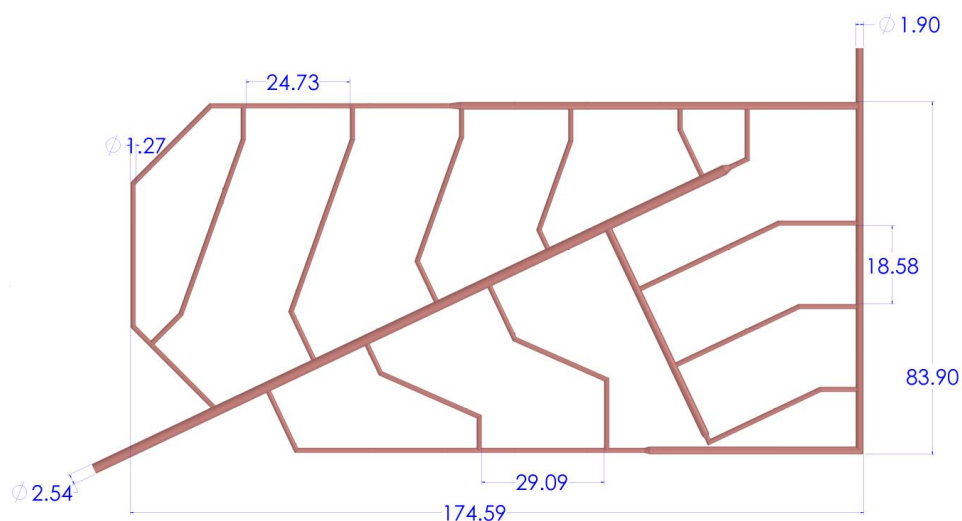
Con base en el diseño propuesto, se rehabilitó una estructura metálica existente para utilizarla como bastidor de la carcasa. Posteriormente, el bastidor se recubrió con lámina galvanizada y se instaló aislamiento térmico en las superficies internas (fondo y laterales) con el fin de reducir pérdidas de calor hacia el ambiente. A partir de las pruebas realizadas con el prototipo, se identificó que el aislante presentaba degradación por exposición prolongada a la radiación solar; por ello, se incorporó una capa de protección mediante hojas de aluminio sobre el aislante, con el propósito de aislarlo del entorno de radiación, disminuir el deterioro por intemperismo y conservar sus propiedades térmicas durante la operación como se muestra en la Figura 4.3.



Figura 4.3. Protección del aislamiento térmico mediante hojas de aluminio en el interior de la carcasa para reducir degradación por exposición a radiación solar.

La Figura 4.4a muestra la geometría final del arreglo de tuberías, integrada por tramos de 1.27 (1/2 pulgada), 1.9 (3/4 pulgada) y 2.54 cm (1 pulgada) de diámetro, conforme a la disponibilidad comercial y a los criterios de ramificación definidos para el diseño. La separación entre ramificaciones se mantiene aproximadamente en el intervalo de 25 a 29 cm, tal como se aprecia en la figura. La Figura 4.4b presenta el arreglo ya construido; su fabricación requirió el uso de accesorios para conformar las ramificaciones y mantener ángulos de bifurcación cercanos a 45°. Las uniones se realizaron mediante soldadura

adecuada para cobre y posteriormente se efectuaron pruebas de estanqueidad para verificar la ausencia de fugas en el sistema. Finalmente, el conjunto de tuberías se recubrió con pintura negro mate con el objetivo de incrementar la absorción solar de la superficie expuesta, como se observa en la Figura 4.4c.



a)



b)



c)

Figura 4.4. Arreglo final de tuberías del colector: (a) geometría y dimensiones principales del trazado con ramificaciones, (b) conjunto de tuberías fabricado en cobre y (c) arreglo instalado en la carcasa con recubrimiento negro mate.

Posteriormente, se instalaron las aletas sobre las tuberías con el objetivo de maximizar el área efectiva de intercambio térmico. Se procuró cubrir la mayor longitud posible; sin embargo, en zonas con dobleces pronunciados y en la presencia de accesorios y uniones, la geometría local limitó el ajuste y la fijación adecuada de las aletas, por lo que la cobertura no fue continua en todo el trazado (véase la Figura 4.5).



Figura 4.5. Instalación de aletas de aluminio reciclado sobre el arreglo de tuberías del colector para maximizar el área de captación e intercambio térmico.

4.3 Instrumentación del colector solar

Las variables de interés medidas en esta investigación incluyen la temperatura, el caudal de agua y la radiación solar, debido a su influencia directa en el balance energético y en el desempeño térmico del colector. Adicionalmente, se incorporó la medición del flujo de calor con el propósito de cuantificar las ganancias y pérdidas térmicas del sistema e identificar el intercambio neto entre el colector y el ambiente bajo condiciones reales de operación.

4.3.1 Distribución de los sensores en el colector solar

La Figura 4.6 presenta el esquema de instrumentación implementado para caracterizar el desempeño térmico del colector y cuantificar el intercambio energético con el ambiente. Se instalaron siete termopares tipo T (incertidumbre ± 0.5 °C) para registrar temperaturas en puntos clave del sistema: un termopar en la entrada del agua y otro en la salida del colector, con el fin de estimar el incremento térmico del fluido; un termopar en el interior del colector para medir la temperatura del aire en la cavidad; dos termopares sobre las aletas (uno próximo a la zona de entrada y otro próximo a la zona de salida) para evaluar el gradiente térmico sobre la superficie absorbadora; y dos termopares sobre los tubos (cerca de la entrada y cerca de la salida) para relacionar la temperatura de la tubería con la transferencia de calor hacia el fluido. Para cuantificar ganancias y pérdidas térmicas se utilizaron tres sensores de flujo de calor: un HFP01 (incertidumbre 3 %) instalado sobre la superficie del vidrio y dos Omega HFS-4 (incertidumbre 4 %), uno colocado en el lateral exterior y otro en la cara inferior exterior del colector; estos últimos incluyen un termopar tipo K que permitió registrar simultáneamente la temperatura de las superficies externas. Adicionalmente, se empleó un piranómetro Vaisala QMS101 (incertidumbre ± 1 %) montado sobre la cubierta para medir la irradiancia incidente sobre el plano del colector, y un sensor de caudal YF-B6 (incertidumbre 3 %) ubicado en la entrada para registrar el caudal del flujo de agua durante la operación.

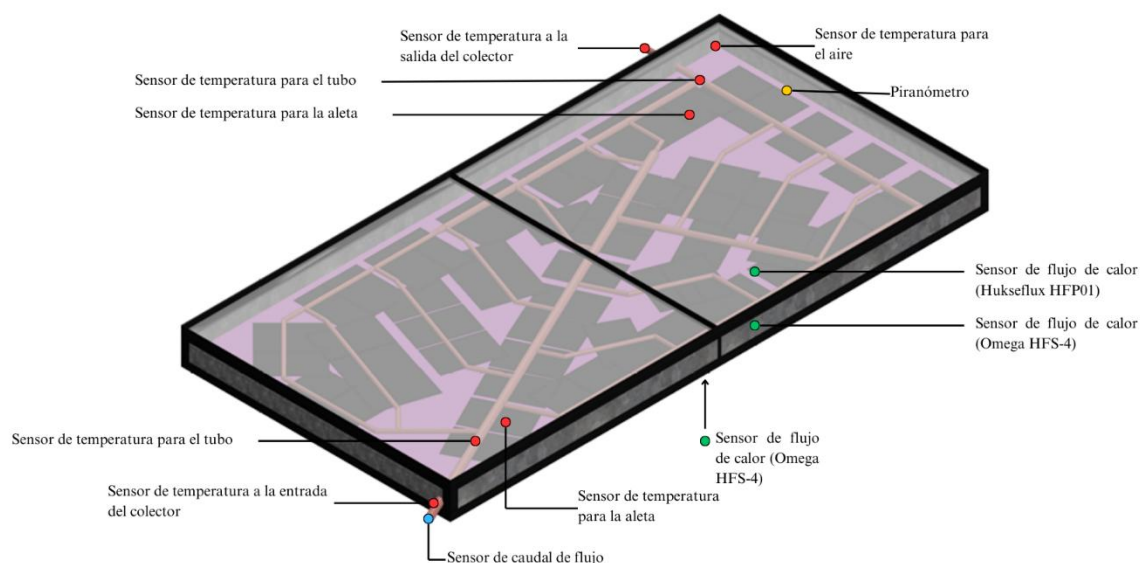


Figura 4.6. Esquema de instrumentación del colector solar y ubicación de sensores de temperatura, caudal, irradiancia y flujo de calor en el sistema.

Tabla 4.7. Incertidumbre y rango de operación de los sensores empleados en el colector solar.

Sensor	Incertidumbre	Intervalo de operación
Termopar tipo T (°C)	± 0.5	-270 a 1372
Termopar tipo K (°C)	± 1	
Sensor de flujo de calor HFP01 (W/m ²)	$\pm 3 \%$	± 2000
Sensor de flujo de calor Omega HFS-4 (kW/m ²)	$\pm 4 \%$	± 150
Sensor de caudal de flujo YF-B6 (L/min)	$\pm 3 \%$	0.5 a 30
Piranómetro Vaisala QMS101 (W/m ²)	$\pm 1 \%$	± 2000

4.3.2 Distribución de los sensores en el termotanque

La Figura 4.7 presenta la ubicación del sensor de temperatura en el termotanque. En este estudio se empleó únicamente un termopar tipo T, instalado en la parte inferior del tanque.

Dada esta posición, las temperaturas registradas tienden a ser menores que las que se esperan en la zona superior, debido a la estratificación térmica del agua (gradientes de densidad que favorecen capas más calientes en la parte alta). Aun con esta subestimación respecto a la región superior, los valores medidos resultaron consistentes y suficientes para el análisis de las pruebas experimentales.

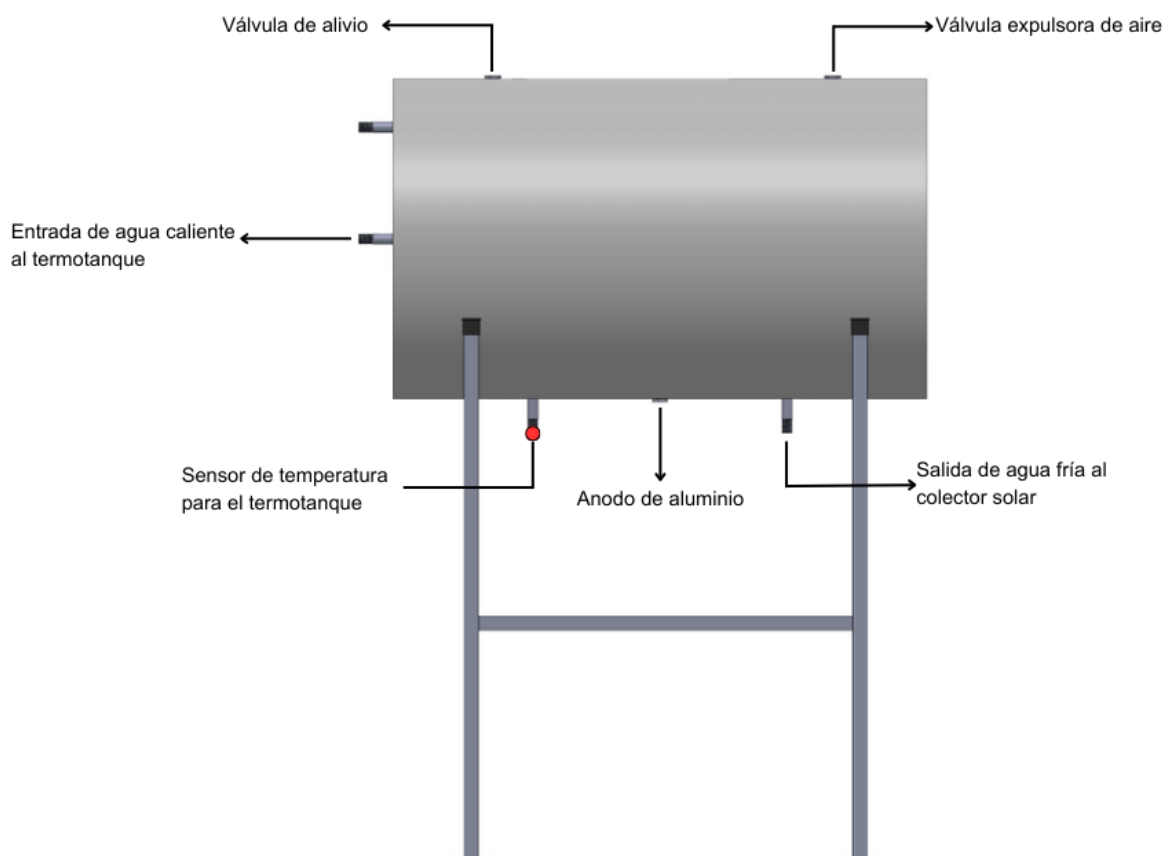


Figura 4.7. Distribución y ubicación del sensor de temperatura utilizado en el termotanque.

4.4 Instalación del colector solar

La instalación y puesta en operación del colector solar se efectuaron durante el mes de diciembre. En esta etapa se montó la cubierta de vidrio y se instalaron las líneas hidráulicas necesarias para el llenado y operación del termotanque (Figura 4.8). Los tramos de manguera expuestos a la radiación solar se recubrieron con material aislante, con el propósito de reducir el intercambio térmico no deseado con el entorno: (i) evitar calentamiento parasitario de las

tuberías por absorción solar, que podría sesgar la respuesta térmica atribuible al colector, y (ii) disminuir pérdidas de calor hacia el ambiente durante la circulación y el almacenamiento.

El colector se orientó hacia el sur geográfico. Sin embargo, el ángulo de inclinación no se definió mediante criterios de optimización de la captación, sino que se adoptó en función de la geometría y restricciones mecánicas del soporte disponible para el montaje.

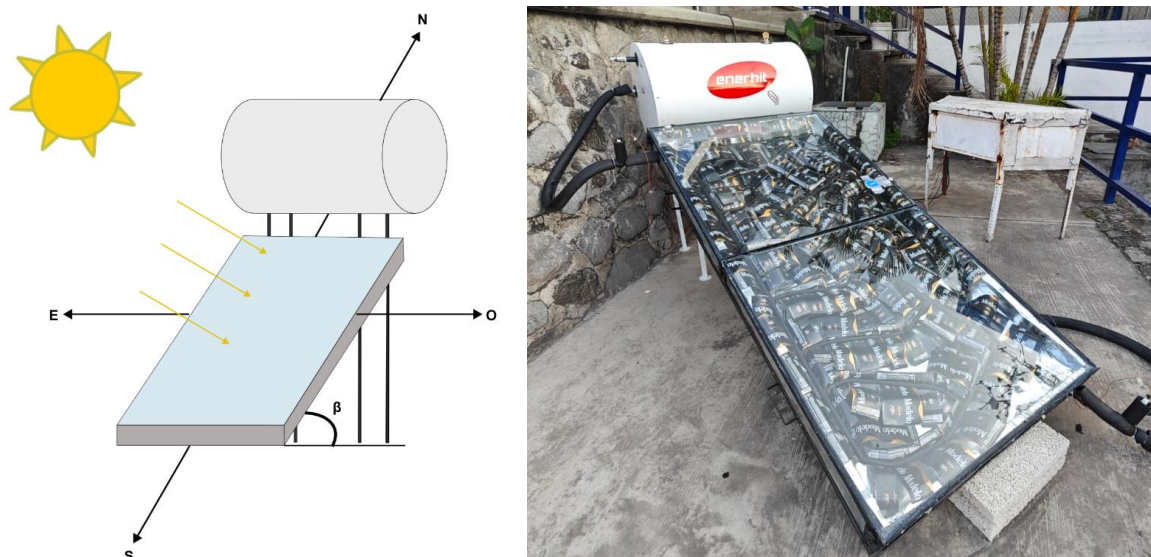


Figura 4.8. Configuración de montaje del colector solar: orientación (sur geográfico) e inclinación durante las pruebas experimentales.

Debido a la ubicación del equipo, la radiación solar directa comienza a incidir sobre el plano del colector después de las 09:00 h, como consecuencia del sombreado proyectado por edificaciones y vegetación próximas. De manera similar, la incidencia directa se interrumpe aproximadamente a las 17:00 h por el mismo efecto de sombras. Este intervalo efectivo de asoleamiento reduce la irradiancia acumulada disponible y, por tanto, limita la energía solar útil captada por el sistema.

Una vez concluido el montaje, se realizó el llenado del termotanque y se efectuó una verificación de estanqueidad en todas las conexiones hidráulicas para descartar fugas. Posteriormente, se configuró el sistema de adquisición de datos con una frecuencia de muestreo de 5 s. Finalmente, se comprobó la respuesta y la lectura de cada sensor para asegurar su operación correcta antes del inicio de las pruebas experimentales.

Capítulo 5. Análisis y discusión de resultados

En este capítulo se presentan y discuten los resultados de la campaña experimental realizada para evaluar el desempeño térmico del sistema de colector solar y termotanque durante la temporada de invierno. Las mediciones se obtuvieron a lo largo de 18 días de operación, registrando las variables fundamentales para la caracterización del proceso de captación y transferencia de energía: temperaturas en puntos representativos del sistema, radiación solar incidente, caudal de circulación y flujo de calor. Con base en estas mediciones, se analiza la evolución temporal del comportamiento térmico bajo condiciones reales de operación, y posteriormente se estima la eficiencia del colector a partir de los balances energéticos correspondientes. Finalmente, los resultados se contrastan con valores reportados en la literatura, con el fin de contextualizar el desempeño alcanzado e identificar concordancias y posibles desviaciones asociadas a las condiciones específicas de instalación y ensayo.

5.1 Temperaturas de entrada, salida y termotanque del colector solar

La Figura 5.1 muestra la evolución de la temperatura a la entrada del colector, la temperatura a la salida, la temperatura del termotanque y la temperatura ambiente. En el día 22 de diciembre se identifica un comportamiento atípico en las temperaturas de entrada y salida, incompatible con la respuesta térmica esperada del sistema; por esta razón, dicho día se excluye del análisis y no se utiliza para determinar máximos, mínimos ni tendencias representativas.

Al inicio de la campaña, la temperatura del termotanque fue cercana a 24 °C y aumentó de manera progresiva conforme avanzaron los días. Este incremento gradual se explica por la capacidad térmica del volumen de agua almacenado y por el carácter acumulativo del proceso: cuando la energía solar captada diariamente supera las pérdidas hacia el ambiente, el termotanque eleva su nivel térmico de un día a otro. Para el cuarto día se observaron temperaturas típicas entre 40 y 50 °C, alcanzándose un máximo de 52.7 °C. Este valor se

asocia con periodos de alta radiación y con un balance favorable entre la energía útil aportada por el colector y las pérdidas térmicas del sistema.

La temperatura ambiente se obtuvo de la estación meteorológica ubicada en el Campus CENIDET Mecánica. Durante el periodo analizado se registró una temperatura mínima de 12.8 °C por la mañana y una máxima de 28.8 °C por la tarde. Este intervalo es importante porque la temperatura ambiente condiciona las pérdidas térmicas del colector, las tuberías y el tanque: cuando la temperatura ambiente es baja, aumenta el gradiente térmico con respecto al agua y se intensifican las pérdidas por convección y radiación; cuando la temperatura ambiente es alta, el gradiente disminuye y el sistema retiene mejor el calor disponible.

En las primeras horas del día, cuando no existe aporte solar, las temperaturas de entrada y salida descienden hasta valores cercanos a 10 y 20 °C, respectivamente, típicamente entre las 6:00 y 8:00 horas. Este comportamiento es consistente con el enfriamiento nocturno y con la tendencia del circuito hidráulico y del colector a aproximarse a la condición ambiental, especialmente en los componentes con mayor exposición.

Los valores máximos y mínimos se resumen en la Tabla 5.1. La temperatura máxima a la entrada fue de 56.0 °C y la mínima de 10.7 °C. A la salida, la temperatura máxima fue de 73.5 °C y la mínima de 21.8 °C. En el termotanque se registró una temperatura máxima de 52.7 °C y una mínima de 24.5 °C. La diferencia entre la mínima del termotanque y la mínima a la entrada se explica por la ubicación del sensor del tanque en la parte inferior y por la estratificación térmica del agua: la región inferior tiende a mantener temperaturas menores que las zonas media y superior, donde se concentra el agua más caliente durante la operación.

Con base en los datos experimentales, se observó que la diferencia entre la temperatura de salida y la de entrada alcanzó hasta 30 °C, lo cual indica periodos de ganancia térmica significativa en el colector cuando la radiación es elevada. Asimismo, la temperatura máxima del termotanque se presentó alrededor de las 15:00 a 16:00 horas, lo cual concuerda con el desfase esperado entre la disponibilidad de radiación solar y la respuesta del almacenamiento. Posteriormente, la temperatura tiende a estabilizarse y luego disminuir debido a pérdidas de calor y a la recirculación del fluido sin una demanda útil, condición que favorece la disipación del calor almacenado hacia el ambiente.

Tabla 5.1. Valores máximos y mínimos de temperatura registrados a la entrada del colector, a la salida y en el termotanque.

Temperatura	Máxima (°C)	Mínima (°C)
Entrada	56.0	10.7
Salida	73.5	21.8
Termotanque	52.7	24.5

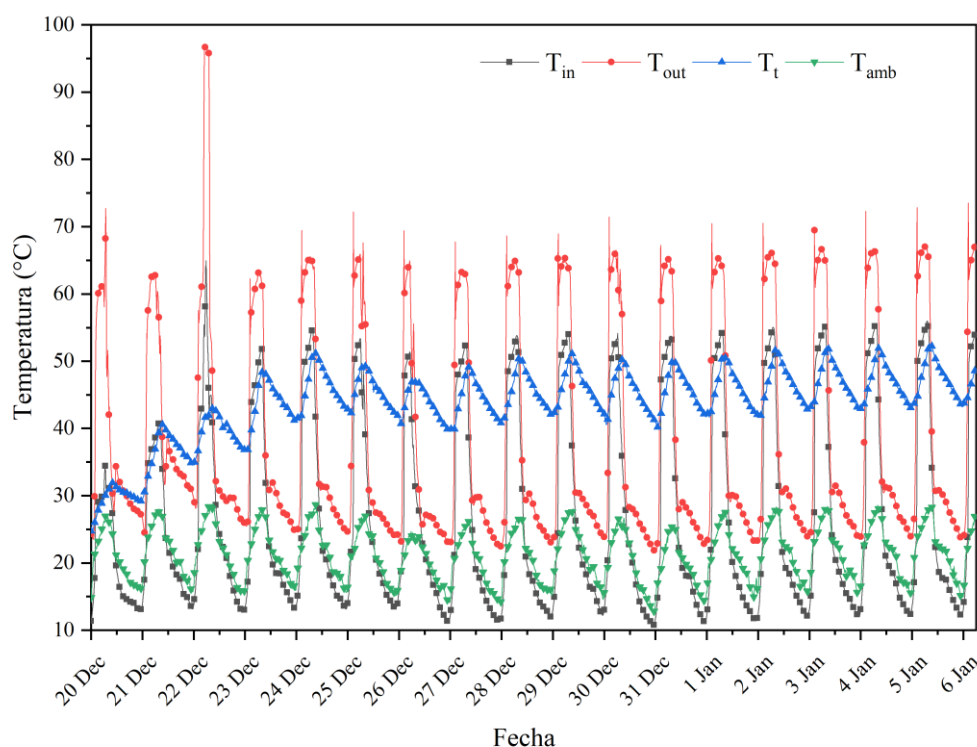


Figura 5.1. Evolución temporal de la temperatura a la entrada del colector, a la salida, en el termotanque y de la temperatura ambiente durante el periodo de pruebas.

5.2 Temperaturas del aire, tuberías y aletas.

La Figura 5.2 presenta las temperaturas medidas en las aletas y en las tuberías, así como la temperatura del aire en el interior del colector. Estas variables permiten describir el campo térmico del absorbedor y del circuito hidráulico, y evaluar los gradientes asociados al proceso de transferencia de calor desde el colector hacia el agua.

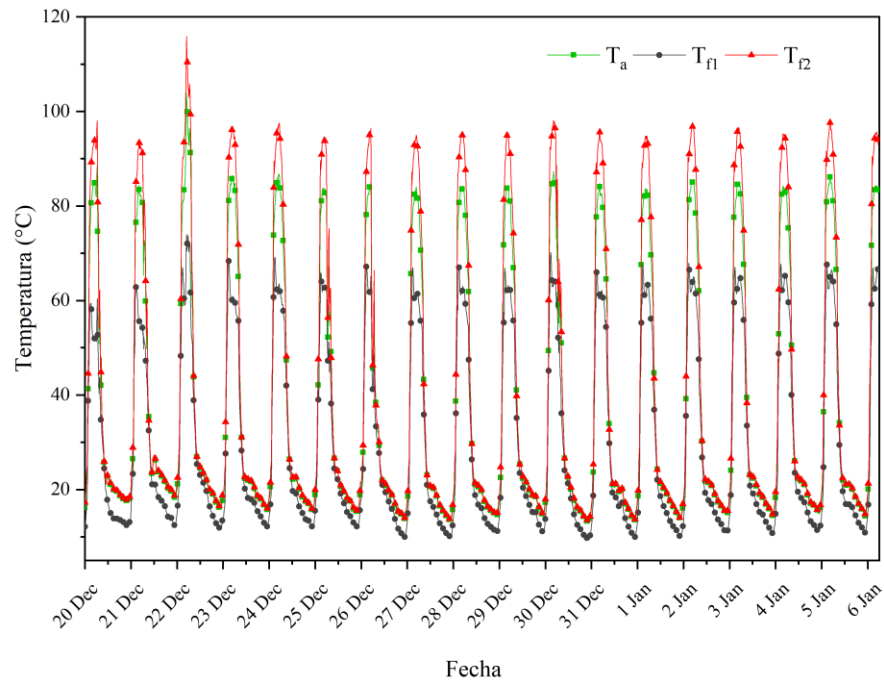
En la Figura 5.2a se muestran las temperaturas de las aletas. En general, ambas señales siguen un patrón diario consistente con el ciclo de irradiación: incremento pronunciado durante el periodo de asoleamiento y descenso durante la ausencia de sol. La aleta ubicada en la zona cercana a la entrada de agua registró una temperatura máxima de 70.1 °C y una mínima de 9.4 °C, mientras que la aleta cercana a la salida alcanzó 98.1 °C como máximo y 13.0 °C como mínimo. La diferencia de temperatura entre ambas aletas llegó a valores del orden de 35 °C, lo cual es coherente con el calentamiento progresivo del fluido a lo largo del recorrido hidráulico. Durante la etapa de enfriamiento nocturno, la temperatura de la aleta cercana a la entrada desciende con mayor rapidez, ya que está asociada a fluido más frío y a un mayor gradiente con el ambiente; en contraste, la región cercana a la salida tiende a mantenerse a mayor temperatura por la presencia de agua más caliente y por la liberación gradual del calor almacenado en el conjunto metal–fluido.

La Figura 5.2b muestra las temperaturas medidas en la superficie exterior de los tubos. El tubo cercano a la entrada presentó una temperatura máxima de 56.7 °C y una mínima de 10 °C. En el caso del tubo cercano a la salida, se registró una máxima de 96 °C y una mínima de 15 °C. Al igual que en las aletas, las curvas mantienen un comportamiento repetitivo entre días, con diferencias típicas cercanas a 30 °C entre la zona de entrada y la de salida. Además, se observa que el tubo próximo a la salida conserva temperaturas superiores durante periodos sin radiación, lo cual concuerda con la mayor energía térmica asociada al fluido calentado y con la inercia térmica del sistema en esa sección.

Para complementar el análisis, en ambas gráficas se incluye la temperatura del aire en el interior del colector. Esta variable representa el entorno convectivo inmediato del absorbedor y ayuda a interpretar el nivel de calentamiento dentro de la carcasa, el cual influye en las pérdidas por convección interna y en el balance térmico global. La temperatura del aire interno alcanzó un máximo de 88.7 °C y un mínimo de 12.9 °C, mostrando un comportamiento cercano al de los sensores de tubo debido a la proximidad espacial entre puntos de medición y a la fuerte interacción térmica entre el absorbedor, el aire confinado y las superficies internas. Los valores máximos y mínimos de todas las mediciones se resumen en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Valores máximos y mínimos de temperatura registrados en aletas, tuberías y aire al interior del colector solar.

Temperatura	Máxima (°C)	Mínima (°C)
T_{f1}	70.1	9.4
T_{f2}	98.1	13.0
T_{p1}	56.7	10.0
T_{p2}	96.0	15.0
T_a	88.7	12.9



a)

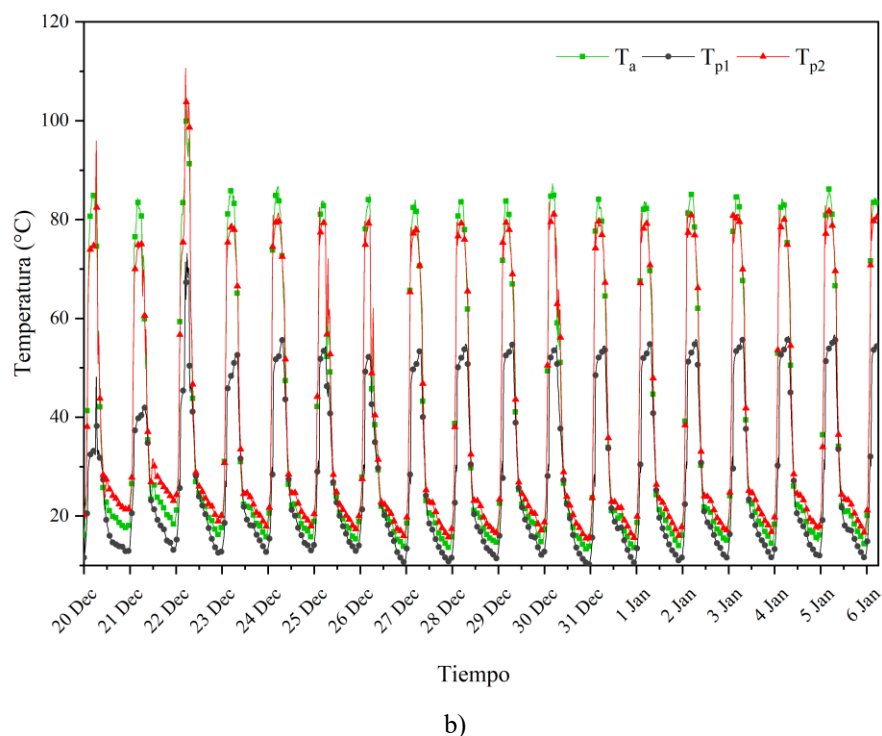


Figura 5.2. Evolución temporal de temperaturas en el colector solar: a) temperatura del aire interior y de las aletas en las zonas de entrada y salida; b) temperatura del aire interior y de la superficie exterior de los tubos en las zonas de entrada y salida.

5.3 Temperaturas exteriores del colector solar

La Figura 5.3 presenta la evolución de las temperaturas medidas en el exterior del colector solar, específicamente en la superficie lateral y en la superficie inferior, incluyendo la temperatura ambiente como referencia para interpretar el intercambio térmico con el entorno. Estas mediciones permiten identificar qué zonas del colector están dominadas por calentamiento radiativo directo y cuáles responden principalmente a transferencia de calor por conducción desde el interior y por convección con el aire exterior.

La temperatura de la superficie lateral del colector fue mayor que la registrada en la parte inferior, debido a que esta cara recibe incidencia solar directa durante el periodo de asoleamiento, lo que incrementa su temperatura por absorción de radiación y reduce el efecto de enfriamiento convectivo relativo. En contraste, la superficie inferior permanece

mayormente sombreada y no recibe radiación directa; por ello, su temperatura se incrementa principalmente por conducción a través de la carcasa y por el calentamiento interno del conjunto, manteniendo valores inferiores a los de la zona lateral

Durante los primeros diez días de medición, la superficie lateral alcanzó una temperatura máxima de 49.6 °C. En los días posteriores, el máximo disminuyó hasta 40.0 °C, manteniéndose para todo el periodo una temperatura mínima de 13 °C. Esta reducción en máximos es consistente con variaciones en las condiciones meteorológicas y operativas, como cambios en irradiancia efectiva, nubosidad y gradientes térmicos con el ambiente, los cuales modifican el balance entre ganancias por radiación y pérdidas por convección y radiación hacia el exterior.

Por su parte, la temperatura de la superficie inferior mostró una respuesta más variable a lo largo del periodo de pruebas, con un máximo de 42.4 °C y un mínimo de 15 °C. Este comportamiento se asocia a que la parte inferior depende en mayor medida del estado térmico interno del colector y de los mecanismos de transferencia por conducción, por lo que su evolución refleja tanto la energía captada y distribuida en el sistema como las pérdidas hacia el ambiente.

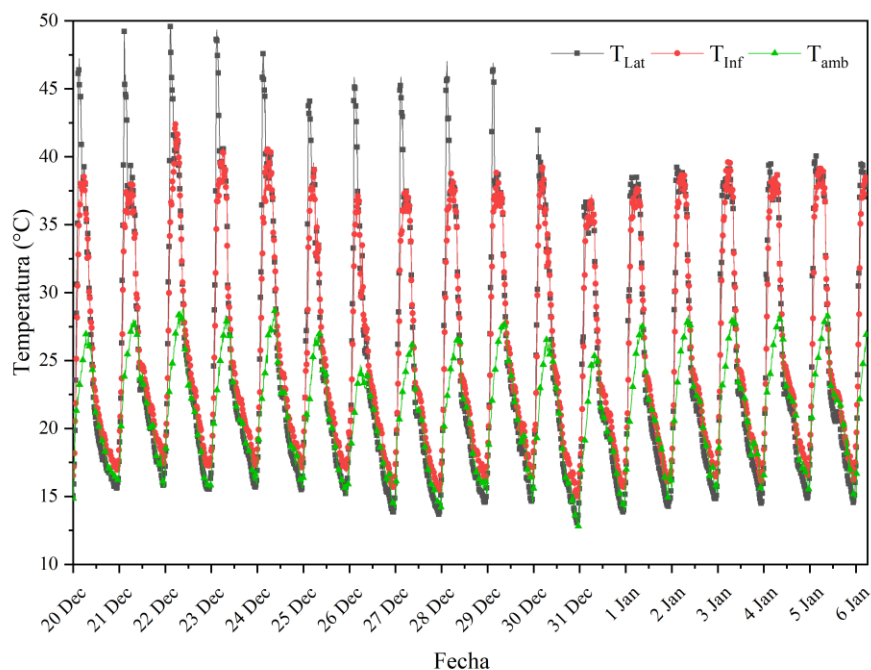


Figura 5.3. Evolución temporal de las temperaturas exteriores del colector solar en las superficies lateral e inferior, y su comparación con la temperatura ambiente.

5.4 Radiación solar

La Figura 5.4 presenta la evolución de la radiación solar durante el periodo de pruebas; debido al sombreado generado por edificaciones cercanas, la radiación directa sobre el plano del colector comienza a ser significativa a partir de las 09:00 h. El valor máximo medido sobre la superficie del colector fue de 994.5 W/m^2 , observándose principalmente entre las 11:00 y 15:00 h, intervalo que concentra la mayor disponibilidad de energía solar incidente y explica el incremento de las temperaturas del sistema discutido previamente. Con el fin de verificar la coherencia de la medición, los registros experimentales se compararon con los datos de la estación meteorológica, la cual reportó un máximo de 914.7 W/m^2 ; ambas series presentan tendencias similares. La diferencia en magnitud es esperable porque la estación mide radiación sobre un plano horizontal, mientras que el sensor del experimento está asociado al plano inclinado del colector, donde la irradiancia puede ser mayor por efectos geométricos de proyección y ángulo de incidencia.

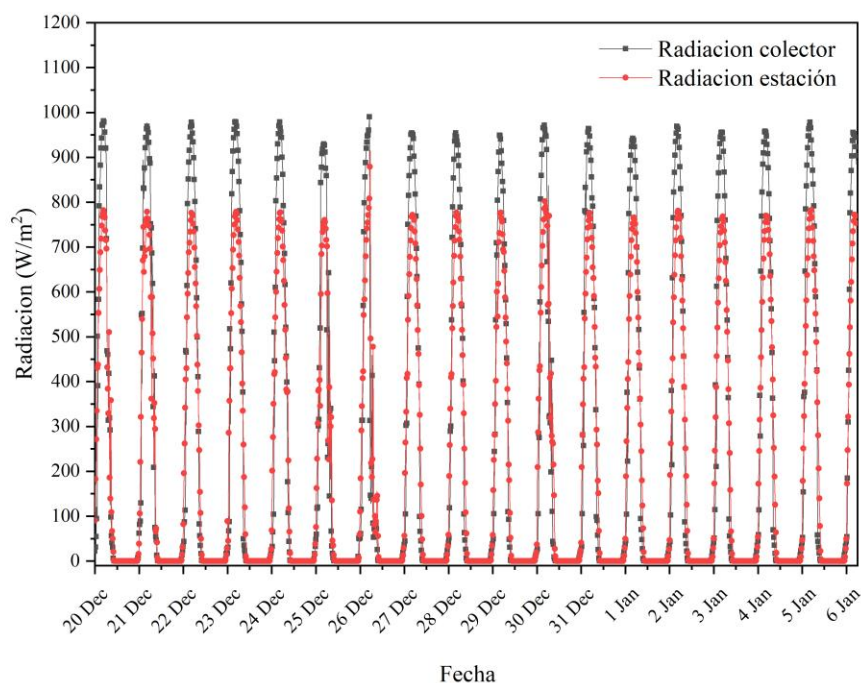


Figura 5.4. Evolución temporal de la radiación solar medida en el plano del colector y comparación con la radiación registrada por la estación meteorológica.

5.5 Caudal del flujo

Las lecturas de caudal mostradas en la Figura 5.5 corresponden al 20 de diciembre, seleccionado por presentar un registro representativo y claramente identificable del patrón de circulación. En términos generales, el comportamiento observado fue consistente con el de los días subsiguientes. El sensor de flujo registró un caudal volumétrico variable entre 0.15 y 4.09 L/min, evidenciando que la circulación no se mantiene constante. Esta variación es inherente al modo de operación por termosifón, en el cual el movimiento del agua es inducido por fuerzas de flotación originadas por diferencias de densidad asociadas al calentamiento en el colector. En consecuencia, el caudal depende directamente de la energía solar disponible y de los gradientes de temperatura entre el colector y el termotanque, aumentando durante los periodos de mayor irradiancia y reduciéndose cuando disminuye el aporte térmico.

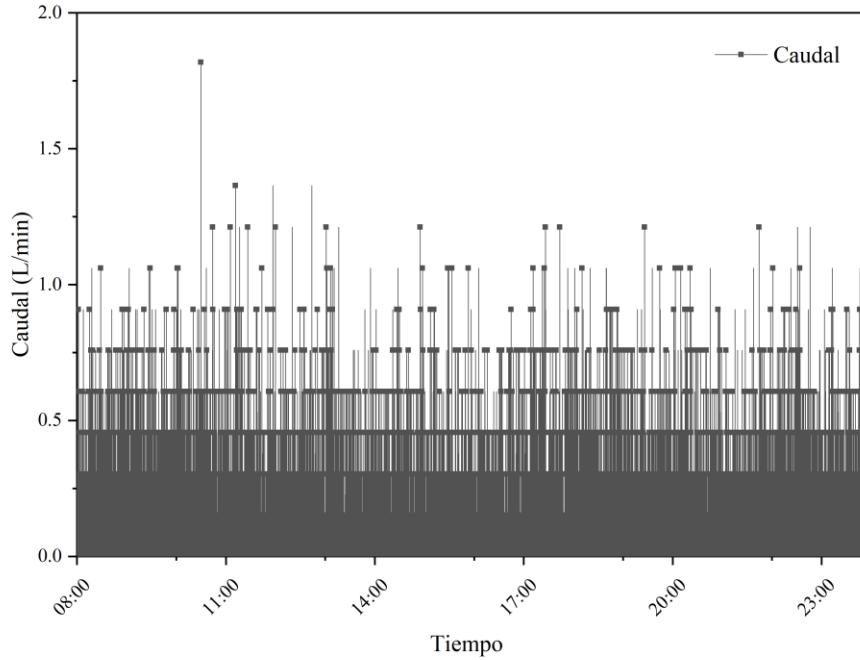


Figura 5.5. Variación temporal del caudal volumétrico de agua en el circuito por termosifón durante el 20 de diciembre.

5.6 Flujos de calor: vidrio, parte lateral e inferior

La Figura 5.6 presenta los flujos de calor medidos en la cubierta de vidrio, en la superficie lateral y en la superficie inferior del colector, con el propósito de identificar los periodos de ganancia y pérdida térmica a través de la envolvente. En la gráfica se observan valores positivos, los cuales indican transferencia neta de calor hacia el interior del colector; este comportamiento se intensifica alrededor del mediodía, cuando la radiación solar incidente es mayor y el balance térmico favorece el calentamiento del sistema. En contraste, los valores negativos representan pérdidas netas de calor hacia el ambiente, predominantes durante la madrugada, cuando la temperatura exterior descende y el gradiente térmico entre el colector y el entorno incrementa las pérdidas por convección y radiación. Las fluctuaciones abruptas registradas en los flujos se asocian a la naturaleza transitoria de las condiciones ambientales, particularmente a variaciones de irradiancia por nubosidad intermitente y a cambios en el coeficiente convectivo externo inducidos por el viento sobre las superficies expuestas del colector.

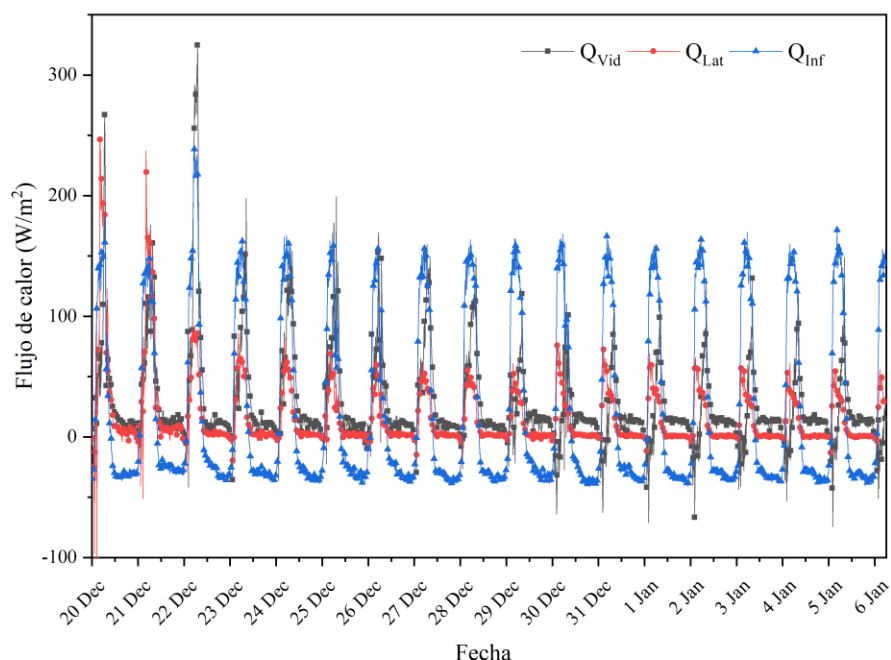


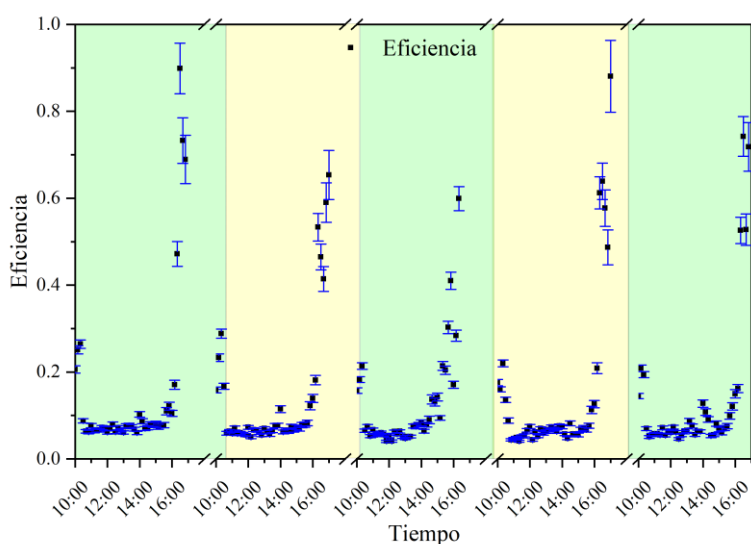
Figura 5.6. Evolución temporal del flujo de calor en la cubierta de vidrio, la superficie lateral y la superficie inferior del colector solar.

5.7 Eficiencia del FPSC

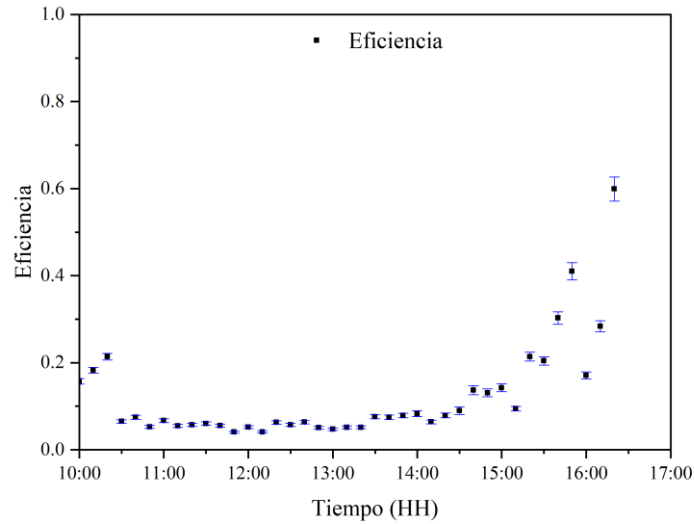
Para estimar la eficiencia térmica del colector se seleccionaron cinco días con radiación relativamente estable, correspondientes al periodo del 28 de diciembre al 1 de enero. El cálculo se realizó en la franja de 10:00 a 17:00 h, cuando existe irradiancia significativa y el sistema opera con ganancia térmica útil, evitando intervalos en los que la transferencia neta de calor al fluido deja de ser representativa (por ejemplo, con radiación muy baja o con incrementos de temperatura del fluido poco confiables para el balance). La Figura 5.7a muestra la variación de la eficiencia instantánea durante los cinco días analizados: entre 10:00 y 16:00 h predominan valores moderados, con una eficiencia promedio de aproximadamente 9 %; en cambio, después de las 16:00 h se presentan incrementos elevados, con una eficiencia promedio cercanos a 47 %. La eficiencia promedio del periodo analizado de los cinco días fue de aproximadamente del 14 %. Estos valores altos al final de la tarde deben interpretarse con cautela, ya que en esa franja la radiación incidente disminuye mientras el sistema

conserva y libera energía acumulada en el absorbedor, tuberías y volumen de agua recirculante; en consecuencia, es posible obtener eficiencias aparentes altas al dividir una ganancia térmica aún apreciable entre una radiación instantánea menor.

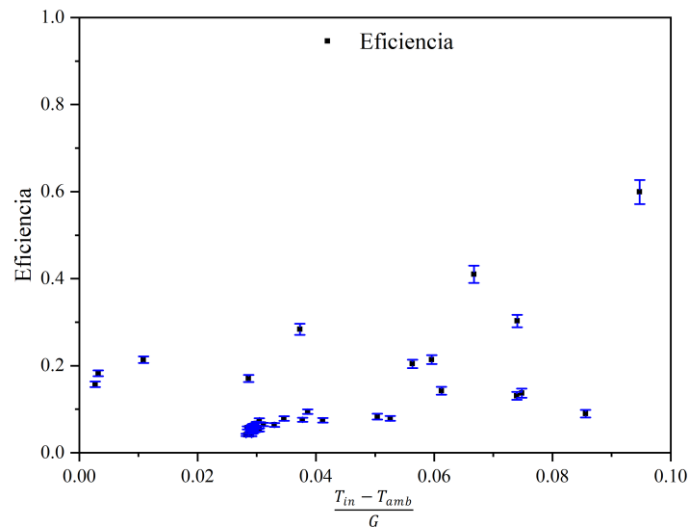
Para visualizar con mayor claridad el patrón diario, la Figura 5.7b presenta el caso del 30 de diciembre. Se observa un comportamiento creciente: de 10:00 a 15:00 h la eficiencia se mantiene típicamente entre 10 % y 20 %, mientras que posteriormente aumenta hasta valores cercanos a 60 % hacia el periodo vespertino, consistente con la combinación de recirculación, inercia térmica del sistema y reducción gradual de la radiación. Finalmente, la Figura 5.7c muestra la eficiencia en función del parámetro de operación definido como la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido y la temperatura ambiente, dividida entre la radiación incidente; este parámetro se usa para relacionar el nivel térmico del sistema con la energía solar disponible. En los datos se aprecia que las mayores eficiencias se concentran bajo condiciones de radiación baja, lo cual está asociado al efecto de almacenamiento y liberación de calor del sistema durante el descenso de irradiancia, más que a un incremento intrínseco del rendimiento del colector bajo condiciones estacionarias.



a)



b)



c)

Figura 5.7. Evaluación de la eficiencia térmica del colector de placa plana: a) variación temporal de la eficiencia para los cinco días seleccionados; b) evolución de la eficiencia para el 30 de diciembre; c) eficiencia térmica en función del parámetro de operación definido por la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido y la temperatura ambiente, normalizada por la radiación incidente.

El análisis de la dependencia de la eficiencia térmica con otras variables se realizó para el mismo día seleccionado. La Figura 5.8 presenta la evolución temporal de la eficiencia, la

radiación solar y la temperatura del aire en el interior del colector. Durante el intervalo de máxima irradiancia y mayor temperatura interna, la eficiencia se mantiene cercana al 10%, lo que indica que, en esas condiciones, una fracción importante de la energía absorbida se disipa hacia el ambiente por pérdidas convectivas y radiativas, favorecidas por el elevado nivel térmico del colector. Conforme avanza la tarde, la temperatura interna comienza a disminuir y el sistema mantiene energía almacenada en el absorbedor, tuberías y fluido recirculante; en consecuencia, la eficiencia aumenta de forma progresiva hasta valores del orden de 60 %, alcanzándose cuando la radiación incidente desciende, situación consistente con un régimen transitorio donde la ganancia térmica útil persiste mientras el aporte solar instantáneo se reduce.

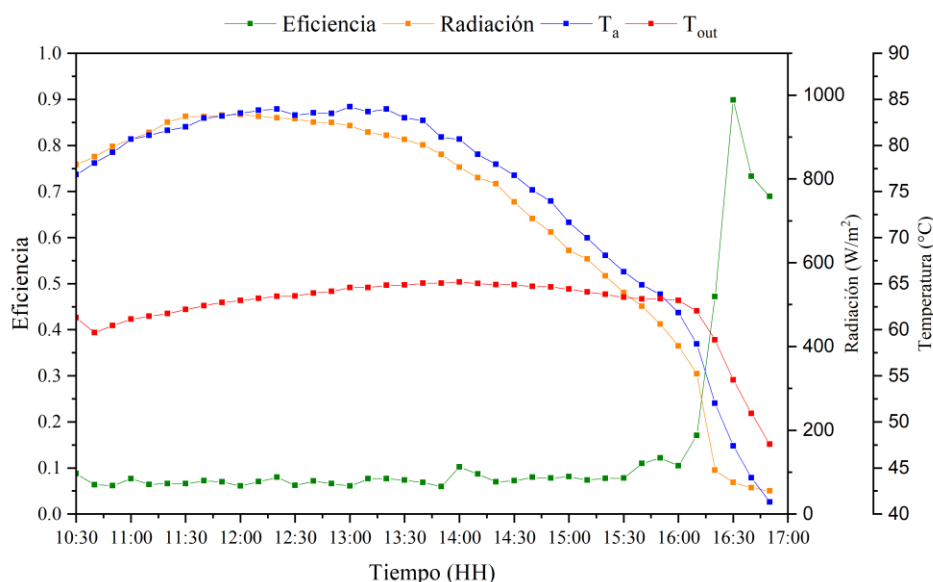


Figura 5.8. Evolución temporal de la eficiencia térmica y su relación con la radiación solar incidente y la temperatura del aire en el interior del colector.

La Tabla 5.3 resume la eficiencia térmica diaria obtenida para los cinco días seleccionados, incorporando la incertidumbre asociada a la medición. La estimación de incertidumbre se efectuó mediante propagación de errores a partir de las especificaciones instrumentales del sensor de caudal, los termopares y el piranómetro, debido a que estas variables intervienen directamente en el balance energético usado para calcular la eficiencia. Los resultados

muestran una variación acotada entre 13.5 % y 16.5 %, lo que sugiere un desempeño global relativamente consistente bajo condiciones invernales de operación. El valor máximo se registró el 28 de diciembre con 16.5 %, mientras que el mínimo correspondió al 1 de enero con 13.5 %.

Tabla 5.3. Eficiencia térmica diaria del colector solar para los cinco días seleccionados y su incertidumbre experimental.

Día	Eficiencia diaria	Incertidumbre
28 diciembre	16.5 %	$\pm 1.4\%$
29 diciembre	15.7 %	$\pm 1.4 \%$
30 diciembre	16.0 %	$\pm 1.3\%$
31 diciembre	13.8 %	$\pm 1.1\%$
1 diciembre	13.5 %	$\pm 1.1\%$

5.8 Temperatura de operación de los colectores

La Figura 5.9 presenta la etiqueta de desempeño de un colector solar, la cual incluye rangos de operación y criterios prácticos de uso en función de la temperatura del agua alcanzada. Esta referencia es relevante porque permite contextualizar los resultados experimentales con respecto a aplicaciones típicas de calentamiento de agua. En particular, la etiqueta indica que una temperatura del orden de 50 °C es representativa para agua destinada a uso doméstico, ya que se trata de un nivel térmico compatible con requerimientos comunes de servicio (por ejemplo, higiene personal y lavado), sin exigir condiciones de operación extremas para el sistema.

En este sentido, las temperaturas medidas en el presente estudio se encuentran alineadas con lo establecido en la norma NMX-ES-001-NORMEX-2005, la cual regula el desempeño térmico y la funcionalidad de colectores solares para calentamiento de agua comercializados en México. Dicha norma especifica procedimientos de prueba y criterios de etiquetado para determinar el rendimiento bajo condiciones controladas y comparables, utilizando agua como fluido de trabajo, además de definir parámetros de operación que permiten clasificar el equipo y orientar su uso. Por lo tanto, el hecho de que el sistema alcance temperaturas cercanas al rango doméstico indicado proporciona respaldo normativo y técnico para

interpretar que el colector opera dentro de condiciones funcionales esperadas para aplicaciones residenciales, aun cuando el desempeño final depende de factores de instalación y operación (orientación, inclinación, sombreado y condiciones meteorológicas).

RENDIMIENTO Y EFICIENCIA TÉRMICA

Fabrica Modelo

Marca Tel.

Area de apertura m²/ Fecha de prueba

Presión máxima de operación Kpa

EQUACION DE EFICIENCIA TERMICA

$$h = 0,691 - 3,5 \cdot X - 12,2 \cdot X^2 ; X = (T_{in} - T_a)/G$$
 Flujo recomendado del colector solar l/min

** Tem peratura °C	Para uso típico en	Calor útil al día/m ² Mega Joules/(día·m ²)			Capacidad de Calentamiento litros/(día·m ²)*		
		Tropical	Templado	Semidesértico	Tropical	Templado	Semidesértico
30	Alberca	7,2-11,1	7,7-9,3	5,5-12,3	N.A.	N.A.	N.A.
50	Doméstico	6,5-10,4	6,6-8,2	4,5-11,5	67-109	46-58	39-104
70	Industrial	5,1-9,1	5,6-7,3	3,2-10,3	19-36	21-28	11-41

CERT No. 000/NESO/CP. De conformidad con los criterios establecidos en el esquema de certificación NORMEX/ESQ/NESO/000/2005 El cual considera: Las especificaciones de la Norma NMX-ES-001-NORMEX-2005. Buenas prácticas de manufactura y control de los puntos críticos de proceso.

Símbolos: h > Eficiencia, T_{in} > Temperatura de entrada °C, T_a > Temperatura ambiente °C
 G > Irradiancia solar W/m²

*Los valores de la temperatura del agua fría de entrada se consideran variables de acuerdo a la norma.
 ** Temperatura típica de operación N.A. No aplica

Figura 5.9. Etiqueta de rendimiento y eficiencia térmica de un colector solar, con rangos de temperatura de operación y parámetros de evaluación conforme a la norma NMX-ES-001-NORMEX-2005 [69].

5.9 Comparación de resultados respecto trabajos de la literatura

La Tabla 5.4 sintetiza una comparación entre distintos estudios de colectores solares de placa plana, con el fin de contextualizar el desempeño obtenido en este trabajo frente a resultados reportados en la literatura. Para asegurar una comparación consistente, se incluyeron los parámetros que más influyen en la transferencia de calor y en el rendimiento global del colector: la geometría del arreglo de tubos, el modo de circulación del fluido (convección natural o convección forzada), la temperatura máxima alcanzada y la eficiencia térmica del sistema bajo condiciones de operación comparables.

En el presente estudio se evaluó un colector operando por convección natural, lo que implica que el caudal se establece de forma autoinducida por diferencias de densidad y, por tanto, tiende a ser menor y más variable que en sistemas con bombeo. Bajo las horas de mayor disponibilidad solar se reportó un caudal máximo de 4.0 L/min, una temperatura máxima de salida de 73.5 °C y una eficiencia térmica promedio del 14 %. En contraste, la mayoría de los trabajos consultados emplean convección forzada mediante bombas, lo que incrementa el caudal y reduce la resistencia térmica interna del lado del fluido; en consecuencia, se alcanzan eficiencias superiores, típicamente en el intervalo de 44 % a 77 %, con caudales reportados entre 0.2 y 6.5 L/min. Finalmente, la comparación geométrica muestra que los arreglos de

tubos paralelos predominan en la literatura por su simplicidad y distribución relativamente uniforme del flujo, aunque también se han estudiado configuraciones alternativas (espiral, serpentín y patrones tipo cuadrícula) orientadas a modificar la longitud hidráulica, el área efectiva de intercambio y la uniformidad térmica del absorbedor; en los estudios revisados, las temperaturas máximas reportadas suelen ubicarse entre 50 y 64 °C, dependiendo de la irradiancia, el caudal y las pérdidas térmicas del sistema.

Tabla 5.4. Comparación de desempeño de colectores solares de placa plana reportados en la literatura y del presente estudio

Referencia	Tipo de colector	Caudal (L/min)	Operación	Temperatura máxima (°C)	Eficiencia
Presente estudio	Diseño propuesto	4.0	Convección natural	73.5	14 %
Patel (2023) [70]	Tubos paralelos	0.2	Convección natural	63	44.3 %
Verma et al. (2019) [34]	Tipo espiral	1.5	Convección forzada	-	61.4 %
Sunheriya et al. (2023) [71]	Tubos paralelos	2.5	Convección forzada	-	60.5 %
Palacio et al. (2020) [51]	Tubos paralelos	0.2	Convección forzada	-	28.0 %
Hashim et al. (2018) [72]	Patrones cuadrados	6.5	Convección forzada	-	60.0 %
Gunjo et al. (2016) [73]	Tubos paralelos	1.5	Convección forzada	50.8	59.0 %
Sunheriya y Dewangan (2023) [74]	Tubos paralelos	2.5	Convección natural	63.6	30 %
Shaikh y Ismail (2023) [75]	Tubos paralelos	1.0	Convección forzada	60.0	62.3 %
Ali et al. (2024) [76]	Tipo serpentín	2.5	Convección forzada	33.6	77.0 %

Los resultados experimentales permitieron caracterizar el desempeño térmico del colector solar de placa plana acoplado a un termotanque bajo circulación por convección natural. La evolución de temperaturas de entrada, salida y almacenamiento evidenció un calentamiento progresivo del sistema y confirmó la presencia de estratificación térmica en el tanque, condicionada por la ubicación del sensor en la zona inferior. Las mediciones en aletas, tuberías y aire interno mostraron gradientes térmicos consistentes con el incremento de energía absorbida durante el periodo de asoleamiento y con la liberación de calor durante la tarde, mientras que las temperaturas exteriores del colector reflejaron el efecto de la incidencia directa en superficies expuestas y el papel de la conducción hacia regiones sombreadas. La radiación registrada en el plano del colector presentó un comportamiento diario coherente con los máximos térmicos del sistema y, al compararse con la estación meteorológica, se identificaron diferencias atribuibles a la distinta orientación del plano de medición y a las condiciones de sombreado del sitio. El caudal variable confirmó la naturaleza autosostenida del termosifón, en donde la circulación depende de los gradientes de temperatura y, por tanto, de la energía solar disponible. El análisis de flujos de calor en vidrio, lateral e inferior permitió distinguir periodos de ganancia neta alrededor del mediodía y pérdidas dominantes durante la madrugada, además de fluctuaciones asociadas a nubosidad y viento. La eficiencia térmica mostró un comportamiento transitorio influenciado por la recirculación y la inercia térmica del sistema, con eficiencias aparentes mayores cuando la irradiancia disminuye y persiste la ganancia térmica por energía almacenada. Finalmente, la comparación con la literatura indicó que los sistemas con convección forzada tienden a reportar eficiencias superiores, principalmente por caudales mayores y mejor remoción de calor útil, mientras que el desempeño del presente sistema se encuentra acotado por su operación por convección natural y por restricciones de instalación, particularmente la inclinación no optimizada y el sombreado matutino y vespertino. En conjunto, estos resultados establecen la base experimental para formular conclusiones y recomendaciones orientadas a mejorar la captación efectiva, reducir pérdidas térmicas y optimizar la configuración geométrica y de operación del sistema.

Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones

Este capítulo integra los hallazgos más relevantes del estudio “Diseño y construcción de un colector solar de placa plana basado en la teoría constructal”, a partir de los análisis numéricos y de las pruebas experimentales realizadas en temporada invernal. Se sintetizan las conclusiones sobre el desempeño termofluido del arreglo de tubos propuesto, el efecto del tratamiento superficial de los componentes absorbedores y el comportamiento operativo del sistema bajo circulación por termosifón, incluyendo temperaturas características y eficiencia térmica. Finalmente, se establecen las principales limitaciones observadas durante la implementación experimental y se plantean recomendaciones técnicas orientadas a optimizar el diseño, mejorar la instrumentación y fortalecer la comparabilidad con colectores reportados en la literatura.

6.1 Conclusiones

Con base en los resultados obtenidos se concluye lo siguiente:

- El sistema experimental de colector solar de placa plana con operación por termosifón elevó la temperatura del agua hasta valores útiles para agua caliente sanitaria. En el conjunto de registros se reportaron picos cercanos a 76.3 °C a la salida y 53.9 °C en el termotanque, mientras que, al depurar el día con lecturas anómalas, se obtuvieron máximos representativos de 73.5 °C a la salida y 52.7 °C en el termotanque.
- La respuesta térmica del circuito confirmó un incremento significativo entre entrada y salida del colector, con una diferencia máxima de hasta 30 °C, lo que evidencia una transferencia de calor efectiva hacia el fluido durante las horas de mayor disponibilidad solar.
- La disponibilidad solar estuvo condicionada por el sombreado del entorno: la radiación incidente inició alrededor de 09:00 h y alcanzó un máximo de 994.5 W/m² (principalmente entre 11:00 h y 15:00 h), coherente con los periodos de mayor incremento térmico del sistema.

- El caudal no fue constante por la naturaleza del termosifón: el flujo volumétrico osciló entre 0.15 L/min y 4.09 L/min, al depender del gradiente térmico y, por tanto, de la radiación disponible y del nivel de calentamiento del fluido.
- El desempeño del colector estuvo gobernado por acumulación térmica y recirculación del fluido. Para días seleccionados, entre 10:00 h y 16:00 h se observó una eficiencia promedio del 8 %, conforme disminuyó la radiación, la eficiencia promedio aumentó hasta aproximadamente 47 %. A escala diaria, la eficiencia se mantuvo en el intervalo de 14 %.
- La configuración con aletas negras mostró el mejor desempeño térmico frente a las otras configuraciones evaluadas, con incrementos de hasta 4 °C en la temperatura de salida y en el termotanque, atribuibles al aumento de absorción y al reforzamiento de la transferencia de calor hacia el fluido.
- La instrumentación del termotanque en la zona inferior afectó la lectura por estratificación térmica, por lo que la temperatura medida resulta conservadora respecto a la región superior del depósito.

6.2 Recomendaciones

Con el fin de mejorar esta investigación se propone lo siguiente:

- Desarrollar estudios numéricos para evaluar el efecto del ángulo de ramificación y su impacto en la distribución de flujo y en el rendimiento térmico
- Evaluar el colector con convección forzada (bomba) y caudales controlados, para separar el efecto del diseño del efecto propio del termosifón y construir curvas comparables de desempeño.
- Realizar un análisis de costos integral (materiales, ensamble, instrumentación y mantenimiento) para determinar la viabilidad económica del colector con aletas recicladas.
- Analizar el efecto de relaciones de aspecto y adaptación geométrica de tuberías (por ejemplo, relación 1:1) para mejorar el aprovechamiento del área de captación.
- Evaluar el desempeño térmico del colector solar mediante la aplicación de la teoría constructal, a partir de una geometría libre, con el propósito de identificar y optimizar mejoras en la configuración geométrica.

- Cuantificar el consumo de agua y el impacto energético-económico comparando escenarios con y sin colector (equivalente de gas ahorrado).
- Aplicar de forma sistemática las normas de evaluación para comparar el prototipo con soluciones comerciales y validar el desempeño bajo procedimientos estandarizados.
- Implementar almacenamiento térmico con PCM para extender la entrega de calor en periodos sin radiación y cuantificar su ganancia neta en condiciones reales.

Referencias bibliográficas

- [1] M. Contreras, M. Serrano-Medrano, and O. Masera, *Patrones de consumo energético en el sector residencial de México: un análisis desde la perspectiva de usos finales*, 1st ed. 2023.
- [2] SENER, “Balance Nacional de Energía 2023,” <https://sie.energia.gob.mx/inicio/#/>.
- [3] S. A. Kalogirou, “Environmental benefits of domestic solar energy systems,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 18–19, pp. 3075–3092, Nov. 2004, doi: 10.1016/j.enconman.2003.12.019.
- [4] M. Imtiaz Hussain, C. Ménézo, and J.-T. Kim, “Advances in solar thermal harvesting technology based on surface solar absorption collectors: A review,” *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 187, pp. 123–139, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.solmat.2018.07.027.
- [5] T. V. Kadam, S. Y. Pakhare, and A. B. Godse, “Performance analysis of solar thermal collectors: A comprehensive review,” *Measurement: Energy*, vol. 7, p. 100059, Sep. 2025, doi: 10.1016/j.meaeene.2025.100059.
- [6] J. Fan, L. J. Shah, and S. Furbo, “Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips,” *Solar Energy*, vol. 81, no. 12, pp. 1501–1511, Dec. 2007, doi: 10.1016/j.solener.2007.02.001.
- [7] A. Bejan and S. Lorente, “Constructal law of design and evolution: Physics, biology, technology, and society,” *J. Appl. Phys.*, vol. 113, no. 15, Apr. 2013, doi: 10.1063/1.4798429.
- [8] A. Bejan, “Constructal theory: from thermodynamic and geometric optimization to predicting shape in nature,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 39, no. 16–18, pp. 1705–1718, Nov. 1998, doi: 10.1016/S0196-8904(98)00054-5.
- [9] H. Ghaedamini, M. R. Salimpour, and A. S. Mujumdar, “The effect of svelteness on the bifurcation angles role in pressure drop and flow uniformity of tree-shaped microchannels,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 5, pp. 708–716, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.005.
- [10] M. R. Clemente and M. R. O. Panão, “Performance scaled svelteness drives the evolution of multi-branching radial symmetric flow structures,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 156, p. 107658, Aug. 2024, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107658.

-
- [11] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, 2004, doi: 10.1016/j.pecs.2004.02.001.
- [12] L. Evangelisti, R. De Lieto Vollaro, and F. Asdrubali, "Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 114, p. 109318, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.109318.
- [13] E. Vengadesan and R. Senthil, "A review on recent development of thermal performance enhancement methods of flat plate solar water heater," *Solar Energy*, vol. 206, pp. 935–961, Aug. 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.06.059.
- [14] Ahmadi, A., Ehyaei, M., Doustgani, A., Assad, M. E. H., Hmida, A., Jamali, D., Kumar, R., Li, Z., & Razmjoo, A. (2020). Recent residential applications of low-temperature solar collector. *Journal Of Cleaner Production*, 279, 123549. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123549>
- [15] S. K. Dewangan, N. Sunheriya, and T. RaviKiran, "Review of component wise performance enhancement techniques for simple solar water heater," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 47, no. 1, pp. 9609–9625, Jun. 2025, doi: 10.1080/15567036.2021.1954728.
- [16] S. Gorjian, H. Ebadi, F. Calise, A. Shukla, and C. Ingrao, "A review on recent advancements in performance enhancement techniques for low-temperature solar collectors," *Energy Convers. Manag.*, vol. 222, p. 113246, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113246.
- [17] R. Bakari, R. J. A. Minja, and K. N. Njau, "Effect of Glass Thickness on Performance of Flat Plate Solar Collectors for Fruits Drying," *Journal of Energy*, vol. 2014, pp. 1–8, 2014, doi: 10.1155/2014/247287.
- [18] V. Shemelin and T. Matuska, "Detailed Modeling of Flat Plate Solar Collector with Vacuum Glazing," *International Journal of Photoenergy*, vol. 2017, pp. 1–9, 2017, doi: 10.1155/2017/1587592.
- [19] M. Renuka, K. Balaji, D. Sakthivadivel, M. Meikandan, and P. Ganesh Kumar, "Selection of optimal glazing material for solar thermal applications using grey relational analysis," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 42, no. 7, pp. 764–768, May 2021, doi: 10.1080/01430750.2018.1563820.
- [20] M. Ameri, H. Farzan, and M. Nobari, "Evaluation of Different Glazing Materials, Strategies, and Configurations in Flat Plate Collectors Using Glass and Acrylic

- Covers: An Experimental Assessment,” *Iranian Journal of Energy and Environment*, vol. 12, no. 4, pp. 297–306, 2021, doi: 10.5829/IJEE.2021.12.04.03.
- [21] A. Khaled, R. Elzer, and A. Alkhazmi, “The role of the number of transparent covers in enhancing the efficiency of flat plate collectors,” *Brilliance: Research of Artificial Intelligence*, vol. 4, no. 1, pp. 1–12, Feb. 2024, doi: 10.47709/brilliance.v4i1.3514.
- [22] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, and T. Nousia, “Solar collectors with colored absorbers,” *Solar Energy*, vol. 68, no. 4, pp. 343–356, 2000, doi: 10.1016/S0038-092X(00)00031-1.
- [23] S. A. Sakhaei and M. S. Valipour, “Investigation on the effect of different coated absorber plates on the thermal efficiency of the flat-plate solar collector,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 140, no. 3, pp. 1597–1610, May 2020, doi: 10.1007/s10973-019-09148-x.
- [24] K. N. Yehualashet, O. Fatoba, and S. M. Asfaw, “Experimental study and numerical analysis of thermal performance of corrugated plate solar collector,” *Mater. Today Proc.*, vol. 62, pp. 2849–2856, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.02.414.
- [25] J. D. Osorio, A. Rivera-Alvarez, P. Girurugwiro, S. Yang, R. Hovsapien, and J. C. Ordonez, “Integration of transparent insulation materials into solar collector devices,” *Solar Energy*, vol. 147, pp. 8–21, May 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.03.011.
- [26] E. Setyawan, A. Kurniawan, F. Rahmadiano, R. A. M. Napitupulu, and P. Siagian, “Flat Plate Type Solar Collector Performance Using Double Thermal Insulation,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 852, no. 1, p. 012044, Jul. 2020, doi: 10.1088/1757-899X/852/1/012044.
- [27] M. Ammar, A. Mokni, H. Mhiri, and P. Bournot, “Performance optimization of flat plate solar collector through the integration of different slats arrangements made of transparent insulation material,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 46, p. 101237, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.seta.2021.101237.
- [28] H. J. Mcqueen, M. M. Shapiro, and D. Feldman, “Selection of materials for flat plate solar collectors,” *Journal of Materials for Energy Systems*, vol. 2, no. 1, pp. 65–82, Jun. 1980, doi: 10.1007/BF02833399.
- [29] U. R. Lenel and P. R. Mudd, “A review of materials for solar heating systems for domestic hot water,” *Solar Energy*, vol. 32, no. 1, pp. 109–120, 1984, doi: 10.1016/0038-092X(84)90054-9.

- [30] Visa, I., Duta, A., Comsit, M., Moldovan, M., Ciobanu, D., Saulescu, R., & Burduhos, B. (2015). Design and experimental optimisation of a novel flat plate solar thermal collector with trapezoidal shape for facades integration. *Applied Thermal Engineering*, 90, 432-443. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.026>
- [31] F. N. M. Elwekeel and A. M. M. Abdala, “Numerical and experimental investigation of the performance of a new circular flat plate collector,” *Renew. Energy*, vol. 209, pp. 581–590, Jun. 2023, doi: 10.1016/j.renene.2023.04.011.
- [32] M. S. Hossain, A. K. Pandey, M. A. Tunio, J. Selvaraj, K. E. Hoque, and N. A. Rahim, “Thermal and economic analysis of low-cost modified flat-plate solar water heater with parallel two-side serpentine flow,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 123, no. 1, pp. 793–806, Jan. 2016, doi: 10.1007/s10973-015-4883-7.
- [33] G. Birhanu Oliy, “Experimental Testing of a Serpentine Flat Plate Solar Water Heater,” *International Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 6, no. 4, p. 61, 2017, doi: 10.11648/j.ijepe.20170604.13.
- [34] S. K. Verma, K. Sharma, N. K. Gupta, P. Soni, and N. Upadhyay, “Performance comparison of innovative spiral shaped solar collector design with conventional flat plate solar collector,” *Energy*, vol. 194, p. 116853, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116853.
- [35] M. B. Al-hadithi and Y. M. Tayib, “Design and Performance Analysis of Spiral Solar Water Heater Using Iron Plate/Sand Absorber for Domestic Use,” *Iraqi Journal of Science*, pp. 4290–4299, Dec. 2021, doi: 10.24996/ij.s.2021.62.11(SI).9.
- [36] Mohd. Amirul Hilmi Mohd Hanoin, Nor Amirah Safiah Muhamad, Nadzirah Mohd Mokhtar, Amir Abdul Razak, and Muhamad Sukri Hadi, “Effect Of Design Parameters of Serpentine-Shaped Flat Plate Solar Collector Under Malaysia Climate Conditions,” *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 88, no. 1, pp. 71–80, Oct. 2021, doi: 10.37934/arfmts.88.1.7180.
- [37] S. Rostami, A. S. Abd Hamid, K. Sopian, H. Jarimi, A. Bassim, and A. Ibrahim, “Heat Transfer Analysis of the Flat Plate Solar Thermal Collectors with Elliptical and Circular Serpentine Tubes,” *Applied Sciences*, vol. 12, no. 9, p. 4519, Apr. 2022, doi: 10.3390/app12094519.
- [38] A. Patel, S. Kumar Singh, and S. Nanjoshi, “Comparative Thermal Performance Evaluation of U Tube and Straight Tube Solar Water Heater.,” *International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES)*, pp. 346–352, 2023.

-
- [39] J. Allan, Z. Dehouche, S. Stankovice, and A. Harries, “Computational Fluid Dynamics Simulation and Experimental Study of Key Design Parameters of Solar Thermal Collectors,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 139, no. 5, Oct. 2017, doi: 10.1115/1.4037090.
- [40] J. M. García-Guendulain, J. M. Riesco-Avila, F. Elizalde-Blancas, J. M. Belman-Flores, and J. Serrano-Arellano, “Numerical Study on the Effect of Distribution Plates in the Manifolds on the Flow Distribution and Thermal Performance of a Flat Plate Solar Collector,” *Energies (Basel)*, vol. 11, no. 5, p. 1077, Apr. 2018, doi: 10.3390/en11051077.
- [41] Yu. K. Rashidov, B. Aytmuratov, and M. M. Ismailov, “Increasing the thermal performance of flat plate solar collectors,” 2022, p. 020025. doi: 10.1063/5.0128291.
- [42] A. Bejan and S. Lorente, “Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering,” *J. Appl. Phys.*, vol. 100, no. 4, Aug. 2006, doi: 10.1063/1.2221896.
- [43] L. Wang, Z. Xie, L. Chen, R. Wang, and H. Feng, “Equivalent thermal resistance minimization for a circular disc heat sink with reverting microchannels based on constructal theory and entransy theory,” *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 64, no. 1, pp. 111–121, Jan. 2021, doi: 10.1007/s11431-020-1578-6.
- [44] D. O. Ariyo and T. Bello-Ochende, “Constructal design of two-phase stacked microchannel heat exchangers for cooling at high heat flux,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 125, p. 105294, Jun. 2021, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105294.
- [45] J. Cao, M. Kraut, R. Dittmeyer, L. Zhang, and H. Xu, “Numerical analysis on the effect of bifurcation angle and inlet velocity on the distribution uniformity performance of consecutive bifurcating fluid flow distributors,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 93, pp. 60–65, Apr. 2018, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.04.017.
- [46] X. Chen, Z. Zhang, D. Yi, and Z. Hu, “Numerical studies on different two-dimensional micromixers basing on a fractal-like tree network,” *Microsystem Technologies*, vol. 23, no. 3, pp. 755–763, Dec. 2017, doi: 10.1007/s00542-015-2742-x.
- [47] A. M. de Moura, E. D. dos Santos, and J. A. Souza, “Numerical study of three-dimensional microchannel using the Constructal Law,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 146, p. 106891, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106891.

- [48] J. Leyva, “Diseño de un intercambiador de calor en el interior de una losa de concreto”, Tesis de Maestría en Ciencias en Ing. Mecánica. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), Cuernavaca, 2022.
- [49] Alam, T., Balam, N. B., Kulkarni, K. S., Siddiqui, M. I. H., Kapoor, N. R., Meena, C. S., Kumar, A., & Cozzolino, R. (2021), “Performance Augmentation of the Flat Plate Solar Thermal Collector: A Review,” *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 19, p. 6203, Sep. 2021, doi: 10.3390/en14196203.
- [50] Y. Selikhov, J. J. Klemeš, P. Kapustenko, and O. Arsenyeva, “The study of flat plate solar collector with absorbing elements from a polymer material,” *Energy*, vol. 256, p. 124677, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124677.
- [51] M. Palacio, A. Rincón, and M. Carmona, “Experimental comparative analysis of a flat plate solar collector with and without PCM,” *Solar Energy*, vol. 206, pp. 708–721, Aug. 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.06.047.
- [52] Kadhim Hussein Suffer, Jalal M. Jalil, and Hiba A. Hasan, “Numerical Investigation of PCM Thermal Storage in Water Solar Collector. ,” *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, pp. 164–178, 2024.
- [53] A. M. Genc, M. A. Ezan, and A. Turgut, “Thermal performance of a nanofluid-based flat plate solar collector: A transient numerical study,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 395–407, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.166.
- [54] M. E. Zayed, J. Zhao, Y. Du, A. E. Kabeel, and S. M. Shalaby, “Factors affecting the thermal performance of the flat plate solar collector using nanofluids: A review,” *Solar Energy*, vol. 182, pp. 382–396, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.02.054.
- [55] A. Gholami, A. Saboonchi, and A. A. Alemrajabi, “Experimental study of factors affecting dust accumulation and their effects on the transmission coefficient of glass for solar applications,” *Renew. Energy*, vol. 112, pp. 466–473, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.05.050.
- [56] A. Al-Sharafi, A. B. Ahmadullah, G. Hassan, H. Al-Qahtani, A. A. Abubakar, and B. S. Yilbas, “Influence of environmental dust accumulation on the performance and economics of solar energy systems: A comprehensive review,” *Cleaner Energy Systems*, vol. 8, p. 100125, Aug. 2024, doi: 10.1016/j.cles.2024.100125.
- [57] M. S. El-Sebaey, S. M. T. Mousavi, R. Sathyamurthy, H. Panchal, and F. A. Essa, “A detailed review of various design and operating parameters affecting the thermal

- performance augmentation of flat-plate solar collectors,” *International Journal of Ambient Energy*, vol. 45, no. 1, Dec. 2024, doi: 10.1080/01430750.2024.2351100.
- [58] Iyankumar, R., Murali, A. P., Sadeq, A. M., Shajahan, M. I., Selvakumar, K., Shankar, K. V., Giri, J., & Sabeur, H. (2025b). Exploring Solar Thermal Collector Technologies: Efficiency, Performance, and Advanced Concentration Strategies. *Energy Science & Engineering*, 13(12), 6527-6571. <https://doi.org/10.1002/ese3.70235>
- [59] H. M. Teamah, “A comprehensive review of single and cascaded phase change material integrated systems in solar domestic hot water applications,” *J. Energy Storage*, vol. 81, p. 110493, Mar. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.110493.
- [60] Y. A. Cengel, *Transferencia de calor y masa: Un enfoque práctico*, 3ª. 2007.
- [61] E. Sciubba, “A Critical Reassessment of the Hess–Murray Law,” *Entropy*, vol. 18, no. 8, p. 283, Aug. 2016, doi: 10.3390/e18080283.
- [62] A. F. Miguel, “Fluid flow in a porous tree-shaped network: Optimal design and extension of Hess–Murray’s law,” *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 423, pp. 61–71, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.physa.2014.12.025.
- [63] A. H. Reis, A. F. Miguel, and M. Aydin, “Constructal theory of flow architecture of the lungs,” *Med. Phys.*, vol. 31, no. 5, pp. 1135–1140, May 2004, doi: 10.1118/1.1705443.
- [64] A. Bejan and S. Lorente, “Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering,” *J. Appl. Phys.*, vol. 100, no. 4, Aug. 2006, doi: 10.1063/1.2221896.
- [65] A. Bejan and J. H. Marden, “The constructal unification of biological and geophysical design,” *Phys. Life Rev.*, vol. 6, no. 2, pp. 85–102, Jun. 2009, doi: 10.1016/j.plrev.2008.12.002.
- [66] A. Bejan and G. W. Merks, *Constructal Theory of Social Dynamics*. Boston, MA: Springer US, 2007. doi: 10.1007/978-0-387-47681-0.
- [67] Ramírez-Minguela, J. J., Rangel-Hernández, V. H., Alfaro-Ayala, J. A., Elizalde-Blancas, F., Ruiz-Camacho, B., López-Núñez, O. A., & Alvarado-Rodríguez, C. E. (2023b). Performance Comparison of Different Flat Plate Solar Collectors by Means of the Entropy Generation Rate Using Computational Fluid Dynamics. *Entropy*, 25(4), 621. <https://doi.org/10.3390/e25040621>
- [68] CENIDET campus Ing. Mecánica, Cuernavaca, Morelos, México. *Google Maps*. Disponible en:

- <https://www.google.com/maps/place/Cenidet+campus+Ing.+Mecanica/@18.8794382,-99.2235911>. [Accedido: 20-abr-2026].
- [69] NORMEX, “NMX-ES-001-NORMEX-2005. Sistemas solares térmicos—Colectores solares—Requisitos y métodos de prueba. NORMEX.” 2005.
- [70] Anand Kishorbhai Patel, “Comparative thermal performance investigation of the straight tube and square tube solar water heater,” *World Journal of Advanced Research and Reviews*, vol. 19, no. 1, pp. 727–735, Jul. 2023, doi: 10.30574/wjarr.2023.19.1.1388.
- [71] N. Sunheriya, S. K. Dewangan, and S. B. Thool, “Experimental and computational analysis of riser tubes of modified simple solar water heater with different twisted inserts,” *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, vol. 18, no. 10, pp. 7269–7289, Dec. 2024, doi: 10.1007/s12008-023-01233-8.
- [72] W. M. Hashim, A. T. Shomran, H. A. Jurmut, T. S. Gaaz, A. A. H. Kadhum, and A. A. Al-Amiery, “Case study on solar water heating for flat plate collector,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 666–671, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.csite.2018.09.002.
- [73] D. G. Gunjo, P. Mahanta, and P. S. Robi, “CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition,” *Renew. Energy*, vol. 106, pp. 24–36, Jun. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2016.12.041.
- [74] N. Sunheriya and S. K. Dewangan, “Simulated and experimental studies for design improvement in riser tubes of modified solar water heater,” *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, vol. 18, no. 10, pp. 7349–7364, Dec. 2024, doi: 10.1007/s12008-023-01395-5.
- [75] J. S. Shaikh and S. Ismail, “Theoretical investigation on humidification–dehumidification desalination employing flat-plate solar water collector,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 148, no. 21, pp. 11835–11853, Nov. 2023, doi: 10.1007/s10973-023-12478-6.
- [76] E. Abdulhassen Ali, R. Ali Hussein, and M. Nama Hawas, “Thermal Performance Solar Flat Plate Collector and Influence of Flow Pipe Design,” *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 121, no. 2, pp. 132–146, Sep. 2024, doi: 10.37934/arfmts.121.2.132146.

Anexo A

Para calcular la incertidumbre se utilizó un método de propagación de incertidumbres en los cuales se considera las variables de los instrumentos de medición. Como primer paso se calcula la incertidumbre absoluta de la eficiencia, la cual se obtiene de la suma cuadrática de cada variable, evaluadas mediante derivadas parciales.

Aplicando la eficiencia para las variables $\eta = f(\dot{m}, \Delta T, G, A_c)$

$$u_\eta \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} u_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{out}} u_{T_{out}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{in}} u_{T_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial G} u_G\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial A} u_A\right)^2} \quad A.1$$

Las derivadas parciales partiendo de:

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A_c G} \quad A.2$$

Respecto al flujo másico

$$\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} = \frac{C_p \Delta T}{G A_c} = \frac{\eta}{\dot{m}} \quad A.3$$

Respecto a la diferencia de temperaturas

$$\frac{\partial \eta}{\partial \Delta T} = \frac{\dot{m} C_p}{A_c G} = \frac{\eta}{\Delta T} \quad A.4$$

Respecto a la radiación

$$\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} = -\frac{C_p \Delta T}{A_c G^2} = -\frac{\eta}{G} \quad A.5$$

Respecto al área

$$\frac{\partial \eta}{\partial A_c} = -\frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A_c^2 G} = -\frac{\eta}{A_c} \quad \text{A.6}$$

Al sustituir las derivadas parciales en la Ec. A.1, considerando que el A_c se mantiene constante la ecuación se reduce a

$$u_\eta = \sqrt{\left(\frac{\eta}{\dot{m}} u_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\eta}{\Delta T} u_{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\eta}{G} u_G\right)^2} \quad \text{A.7}$$

Al factorizar η de cada uno de los términos se obtiene

$$u_\eta = \sqrt{\left(\frac{u_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{u_G}{G}\right)^2} \quad \text{A.8}$$

La incertidumbre de la diferencia de temperatura se calcula mediante la ecuación

$$\Delta T = T_{out} - T_{in} \quad \text{A.9}$$

Por lo al aplicar la propagación a ΔT se obtiene

$$u_{\Delta T} = \sqrt{u_{T_{out}}^2 + u_{T_{in}}^2} \quad \text{A.10}$$

Posteriormente, la incertidumbre relativa se define como

$$\frac{u_n}{\eta} \quad \text{A.11}$$

Al convertir la incertidumbre absoluta en incertidumbre relativa, dividida entre η y elevada al cuadrado se obtiene la ecuación Ec. A.12

$$\left(\frac{u_\eta}{\eta}\right)^2 = \left(\frac{u_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{u_G}{G}\right)^2 \quad \text{A.12}$$

Anexo B

A continuación, se presentan los valores de las variables para calcular la incertidumbre de las eficiencias. La Tabla B.1 corresponde a los datos obtenidos para el día 28 de diciembre, donde se incluye el flujo másico ($\dot{m}$), radiación solar (G), calor específico (C_p) y el diferencial de temperatura ΔT con la respectiva incertidumbre obtenida. Los datos fueron promediados cada 10 minutos, dentro de un periodo comprendido entre las 10:00 h y las 17:00 h.

Tabla B.1. Valores experimentales para el cálculo de la incertidumbre.

Fecha	$\dot{m}$	G	C_p	ΔT	Incertidumbre
28/12/2025 10:00	0.0026	721.4	4183	27.3	4.1%
28/12/2025 10:10	0.0026	754.7	4183	34.8	3.8%
28/12/2025 10:20	0.0025	789.3	4183	39.9	3.6%
28/12/2025 10:30	0.0024	834.6	4183	14.6	5.8%
28/12/2025 10:40	0.0021	853.5	4183	12.4	6.5%
28/12/2025 10:50	0.0021	877.9	4183	12.4	6.6%
28/12/2025 11:00	0.0026	895.2	4183	12.7	6.4%
28/12/2025 11:10	0.0022	910.9	4183	12.7	6.4%
28/12/2025 11:20	0.0023	935.6	4183	12.9	6.4%
28/12/2025 11:30	0.0023	949.4	4183	13.0	6.3%
28/12/2025 11:40	0.0025	948.7	4183	13.1	6.3%
28/12/2025 11:50	0.0024	952.6	4183	13.3	6.2%
28/12/2025 12:00	0.0021	953.9	4183	13.3	6.2%
28/12/2025 12:10	0.0024	949.7	4183	13.3	6.2%
28/12/2025 12:20	0.0027	945.7	4183	13.4	6.2%
28/12/2025 12:30	0.0021	943.7	4183	13.3	6.2%
28/12/2025 12:40	0.0024	935.8	4183	13.4	6.2%
28/12/2025 12:50	0.0022	934.7	4183	13.4	6.2%
28/12/2025 13:00	0.002	927.4	4183	13.5	6.1%
28/12/2025 13:10	0.0025	911.6	4183	13.4	6.2%

28/12/2025 13:20	0.0025	904.0	4183	13.3	6.2%
28/12/2025 13:30	0.0024	894.1	4183	13.2	6.3%
28/12/2025 13:40	0.0022	881.4	4183	13.1	6.3%
28/12/2025 13:50	0.0019	859.1	4183	13.0	6.3%
28/12/2025 14:00	0.0032	828.1	4183	12.7	6.4%
28/12/2025 14:10	0.0027	803.3	4183	12.3	6.6%
28/12/2025 14:20	0.0022	788.6	4183	12.0	6.7%
28/12/2025 14:30	0.0022	745.1	4183	11.7	6.8%
28/12/2025 14:40	0.0024	705.1	4183	11.2	7.1%
28/12/2025 14:50	0.0023	673.6	4183	10.9	7.2%
28/12/2025 15:00	0.0023	629.4	4183	10.6	7.4%
28/12/2025 15:10	0.0021	609.3	4183	10.3	7.6%
28/12/2025 15:20	0.0021	568.9	4183	10.1	7.7%
28/12/2025 15:30	0.002	529.2	4183	9.9	7.8%
28/12/2025 15:40	0.0026	495.9	4183	10.0	7.8%
28/12/2025 15:50	0.0025	453.7	4183	10.6	7.4%
28/12/2025 16:00	0.0017	400.9	4183	11.8	6.8%
28/12/2025 16:10	0.002	334.9	4183	13.7	6.1%
28/12/2025 16:20	0.0017	104.8	4183	13.9	6.0%
28/12/2025 16:30	0.0026	75.8	4183	12.5	6.5%
28/12/2025 16:40	0.002	63.2	4183	11.1	7.1%
28/12/2025 16:50	0.0019	55.1	4183	9.6	8.1%
28/12/2025 17:00	0.003	46.5	4183	8.2	9.2%

Anexo C. Productos académicos y retribuciones sociales

En el ámbito de producto académicos se publicó un artículo ISSN en el Congreso Internacional de Tecnología y Ciencia Aplicada (CITCA). En cuanto al ámbito de retribuciones sociales se participó con la exposición del artículo en el CITCA y la participación como miembro del equipo organizador en el 5° congreso CITCA. Asimismo, se obtuvo la participación en la semana nacional de ciencia y tecnología “Cienciaventura” y, la participación en el programa “un día de tinta” realizado en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO A TRAVÉS DEL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

OTORGA LA PRESENTE

CONSTANCIA

A

S. Elizalde Beltrán

Por su destacada participación con la exposición del Artículo
en el área Ingeniería Mecánica, eje estratégico Energía y Cambio Climático, titulado:
Innovaciones y Tendencias en Componentes, Materiales y Optimización de Colectores Solares de
Placa Plana

En el marco del 3er Congreso Internacional de Tecnología y Ciencias Aplicadas (CITCA), celebrado
en el Tecnológico Nacional de México, campus Centro Nacional de Investigación y Desarrollo
Tecnológico (TecNM/CENIDET), del 19 al 22 de noviembre de 2024

Cuernavaca, Morelos, 22 de noviembre de 2024



CITCA62524
<http://constancias.cenidet.tecnm.mx>

LORENZO O. HERNÁNDEZ
DIRECTOR DEL CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

Sello Digital:

rWd/+1qq3QUzP2Qh/siXprlv09Yg/bEC9JoYjwHCzx8Ex49gghy8a9k50+/a9cvxGEME1882RSGHsVAzBvN62
f7tuS8YlluQBsgOnxe8cLw/EAn0Q3emWQ+Jv4JalH141qwOqQjg1zxJ8vOp1F5jX04duV1ztrMZ12AwVH8Fk61Cc
GNZ8j5GD1gA4W1+CyBBmXkX2a18bDTUNQnT6VSpQ6wd1q0D6MngsJcMsGQQu1teRAz2Tp1ILrRwS3E+oHt8kpI
a3Zn/y3FqsJQeaFtadcRqJKS1KyxbAsLMQ7D1jB8mW3crrd+K6psRo29x8oUOsEdWTgPsdxc5a1IRFGoc5LH6g==

ALICIA MARTÍNEZ REBOLLAR
COORDINADORA GENERAL
III CITCA

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

CITCA
3er CONGRESO INTERNACIONAL
DE TECNOLOGÍA Y CIENCIA APLICADA





Educación
Secretaría de Educación Pública



EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
A TRAVÉS DEL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

OTORGA EL PRESENTE

RECONOCIMIENTO

A

SERGIO ELIZALDE BELTRÁN

Por su destacada e invaluable participación como miembro del
EQUIPO ORGANIZADOR

En el marco del 5.º Congreso Internacional de Tecnología y Ciencia Aplicada
(CITCA), celebrado en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo
Tecnológico del 26 al 28 de Noviembre de 2025.

Cuernavaca, Morelos, 28 de noviembre de 2025

LORENZO O. HERNÁNDEZ
Director del CENIDET

MANUEL ADAM MEDINA
Coordinador General
5.º CITCA

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

5.º CITCA
Congreso Internacional de
Tecnología y Ciencia Aplicada
del 26 al 28 de noviembre, 2025
Cuernavaca, Morelos



El Colegio de Bachilleres del Estado de Morelos
otorga el presente

Reconocimiento

a
Sergio Elizalde Beltrán

por su destacada participación en los eventos conmemorativos de la Semana Nacional de Ciencia y Tecnología con el rally "Cienciaventura" el día 23 de octubre del año 2025.

$E=mc^2$

IQ. José Eduardo Magadán Dávila
Presidente de la academia de Ciencias Naturales y Experimentales
COBAEM plantel 04 Cuautla

IQ. Javier Cruz Zavala
Director COBAEM plantel 04 Cuautla

BachillerES
un ORGULLO que deja huella



Review of Innovations and Trends in Components, Materials, and Optimization of Flat Plate Solar Collectors

S. Elizalde Beltrán*, E. Sima*, Samanta López Salazar*

*TecNM/CENIDET, Interior internado Palmira S/N, 62490, Cuernavaca, Morelos.

(m24ce032@cenidet.tecnm.mx, efrain.sm@cenidet.tecnm.mx, dl8ce057@cenidet.tecnm.mx)

Abstract: Solar energy serves as a fundamental renewable resource in efforts to mitigate climate change, offering sustainable energy solutions while reducing dependence on fossil fuels. Flat plate solar collectors receive extensive study for their ability to convert solar radiation into thermal energy for fluid heating, particularly in domestic and industrial applications requiring low to medium temperatures. This paper presents a comprehensive review of key components, materials, and design strategies to enhance the thermal performance of these collectors. Findings indicate that a 4 mm glass cover improves thermal efficiency by 35.4%, and advanced geometric configurations, such as V-shaped or corrugated absorber plates, increase thermal and optical efficiency to 58.6% and 84.9%, respectively. Additionally, the use of nanofluids in the working fluid raises efficiency by up to 37.3%, supporting applications that require high temperatures. Maintenance practices, especially periodic cleaning of the transparent cover, prove essential for maintaining optimal long-term performance and effective heat transfer. Collectively, advances in components, materials, and design elevate the capability of flat plate solar collectors to support the transition to a cleaner and more efficient energy system. This bibliographic review offers a comprehensive perspective on recent innovations and emphasizes the importance of material selection and efficient design to enhance the thermal efficiency of these solar systems.

Keywords: solar collectors, thermal performance, energy efficiency, component design.

1. Introducción

La energía constituye un recurso importante para atender y asegurar el funcionamiento óptimo de los hogares. En la actualidad, el incremento demográfico implica la construcción de un mayor número de viviendas para satisfacer las necesidades de cada unidad familiar, lo cual conlleva a un aumento proporcional en la demanda energética requerida para cubrir los aspectos operativos de dichos hogares.

De acuerdo con la Encuesta Nacional sobre Consumo de Energéticos en Viviendas Particulares en 2018, el patrón de consumo energético de México para el sector residencial se divide en: cocción de alimentos, iluminación, refrigeración, entretenimiento, lavado de ropa, enfriamiento de espacios, calefacción, calentamiento de agua, bombeo de agua y otros usos. Se calculó un consumo de energía del sector residencial nacional de 790 PJ para 2018, del cual el 76% corresponde a energía térmica y el 24% restante a energía eléctrica. La Figura 1 presenta la distribución detallada del consumo energético, mostrando en el centro la proporción general de energía térmica y eléctrica, mientras que en los laterales se desglosan los diferentes usos específicos. Las leyendas se repiten a ambos lados para indicar la proporción de consumo energético en cada tipo (térmica y eléctrica) y facilitar la comparación visual de los diferentes usos de energía en el sector residencial. En particular, el calentamiento de agua representa el 19% del consumo energético nacional, cubierto mediante gas LP, gas natural, colectores solares, y la combinación de colectores solares con gas LP o gas natural (ENCEVI, 2018).

Para mitigar la demanda energética asociada al calentamiento de agua en el sector residencial, se pueden implementar fuentes de energía renovable, como los colectores solares. Estudios han demostrado que el uso de calentadores solares de agua reduce hasta un 80% el consumo de energía convencional para este fin, lo que se traduce en una disminución de costos de hasta un 70% y una reducción de emisiones de CO₂ de aproximadamente 1.5 toneladas por hogar al año (CONUEE, 2021). La IEA menciona que la energía solar es una opción viable como fuente principal o complementaria, dependiendo de factores geográficos como la irradiación solar disponible, que varía según la ubicación. Esto determina la efectividad de la energía solar para cubrir total o parcialmente las necesidades energéticas (IEA, 2020). En el primer escenario, se logra una reducción significativa en el consumo de energía convencional; sin embargo, es importante considerar las variaciones climáticas que pueden afectar la eficiencia de los sistemas solares, como se menciona en (Jäger-Waldau, 2019). En el segundo caso, la energía solar actúa como principal fuente, respaldada por sistemas convencionales en momentos de escasez solar como lo son calentadores de agua a gas o regaderas eléctricas. Estos sistemas híbridos son una estrategia efectiva para garantizar un suministro continuo de agua caliente, especialmente durante periodos de baja radiación solar (Kalogirou, 2004).

Por lo tanto, los colectores solares se presentan como una alternativa para capturar la radiación solar y transformarla en energía térmica destinada al calentamiento de agua. Aunque estos dispositivos ofrecen ventajas notables en términos de sostenibilidad y reducción de costos a largo plazo, también





implican desafíos técnicos en cuanto a diseño, eficiencia y adaptación a diversas condiciones climáticas y geográficas.

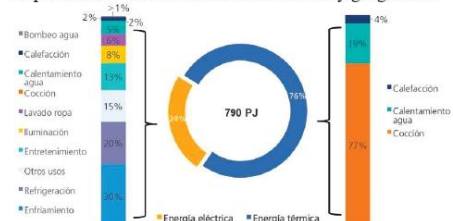


Figura 1. Distribución de energía en el sector residencial de México (Fuente: Encuesta Nacional sobre Consumo de Energéticos en Viviendas Particulares en 2018, ENCEVI).

En México, de las viviendas que utilizan sistemas de calentamiento de agua, se estima que existen 14.6 millones de hogares con algún equipo de este tipo; de estos, 11 millones emplean calentadores de agua a gas y 2 millones cuentan con calentadores solares (ENCEVI, 2018).

En este artículo se presenta una revisión de diferentes trabajos y estudios realizados en colectores solares con el objetivo de aumentar la eficiencia térmica. Se realiza un análisis de los componentes que conforman los colectores solares y se mencionan los materiales más adecuados para maximizar el rendimiento de estos dispositivos, así como consideraciones clave en el diseño que influyen en el desempeño térmico de colectores solares. Además, se mencionan las técnicas que permiten aumentar la eficiencia térmica como la mejora de los materiales absorbentes, reducción de pérdidas por convección, optimización del fluido y mantenimiento del equipo.

2. Clasificación

Los colectores solares se clasifican de acuerdo con la temperatura de operación, que puede ser alta o baja, y el tipo de proceso en que se utilizan Vengadesan & Senthil, (2020). La Figura 2 clasifica los colectores solares en concentradores y no concentradores, mostrando sus temperaturas de operación. Los colectores concentradores, enfocan la radiación solar para alcanzar temperaturas más altas, incluyen dispositivos con seguimiento de un eje (reflector de Fresnel lineal de 60°C-250°C, colector cilindro parabólico de 60°C-300°C) y con seguimiento de dos ejes (colector de campo heliostático de 150°C-2000°C). En contraste, los colectores no concentradores captan directamente la radiación solar, con opciones como el colector de placa plana (30°C-80°C) y el colector de tubos evacuados (50°C-200°C), adecuados para aplicaciones de menor temperatura, como el calentamiento de agua doméstico.

Un colector solar concentrador es un dispositivo diseñado para enfocar la radiación solar en una superficie receptora más pequeña, permitiendo alcanzar altas temperaturas en el fluido de trabajo. Este tipo de colector es comúnmente utilizado en aplicaciones industriales donde se requieren temperaturas elevadas para procesos específicos, como la generación de vapor o la producción de electricidad a través de turbinas. La

radiación solar incide sobre la superficie reflectante o refractante del colector, concentrándose en el receptor donde el calor se transfiere al fluido de trabajo. En este proceso, el calor se transfiere principalmente mediante conducción en el material receptor, generalmente de metal con alta conductividad térmica, y mediante convección al fluido que circula por el sistema, lo que permite que el fluido alcance las altas temperaturas requeridas.

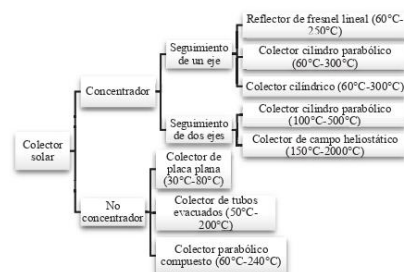


Figura 2. Clasificaciones de colectores solares (Vengadesan & Senthil, 2020).

Por otra parte, un colector solar no concentrador utiliza una superficie absorbente más amplia que capta directamente la radiación solar sin la necesidad de sistemas ópticos de concentración. Estos colectores operan a temperaturas más bajas y son adecuados para aplicaciones domésticas, tales como el calentamiento de agua para uso sanitario o sistemas de calefacción residencial, donde no se requiere que el fluido de trabajo alcance temperaturas elevadas. En estos sistemas, la radiación solar se absorbe directamente en la placa colectora, que suele estar recubierta con materiales de alta absorción y baja emisión para maximizar la captación de calor. La transferencia de calor se produce principalmente por conducción en la placa metálica y por convección hacia el fluido, típicamente agua, que circula a través del sistema y almacena el calor para su uso doméstico.

De acuerdo con Evangelisti et al., (2019) la clasificación de los colectores solares concentradores y no concentradores es descrita a continuación:

2.1 Tipos de colectores solares concentradores y no concentradores

Dentro de la clasificación de colectores solares concentradores se encuentran varios tipos que aprovechan la radiación solar mediante sistemas geométricos específicos. Un ejemplo es el colector solar tipo Fresnel, este dispositivo utiliza receptores lineales y reflectores alineados horizontalmente, siguiendo al sol para que los rayos solares impacten el receptor sin necesidad de movimiento. Asimismo, el colector solar cilindro-parabólico presentan un concentrador parabólico con un absorbedor tubular a lo largo de su longitud, reflejando la radiación solar hacia el tubo receptor y alcanzando altas temperaturas. Por su parte, el colector solar de disco parabólico





concentra la radiación en un receptor situado en su punto focal, con una geometría similar a la de los satélites. Finalmente, el colector solar de campo heliostático se compone de espejos que rodean un receptor central, capaces de seguir al sol, concentrando la energía solar para calentar agua o sal fundida en un sistema cerrado que incluye almacenamiento y conversión de energía.

Por otro lado, existen los colectores solares no concentradores, caracterizados por operar a baja y media temperatura, lo que los hace ideales para aplicaciones como el calentamiento de agua para uso sanitario, calefacción de espacios y sistemas de climatización de piscinas. Uno de los colectores más comunes en esta categoría es el colector solar de tubos evacuados, que cuenta con un espacio entre la placa absorbente y la cubierta transparente y utiliza tubos concéntricos tratados con pintura selectiva para absorber la radiación solar. Este tipo de colector es utilizado en aplicaciones de mediana temperatura, como la generación de vapor de baja presión y calefacción industrial ligera (Sabiha et al., 2015). Además, el colector solar parabólico compuesto, a diferencia de los concentradores convencionales, capta radiación solar desde un rango más amplio de ángulos, lo que permite una operación eficiente sin necesidad de sistemas de seguimiento continuo, siendo adecuado para aplicaciones de concentración solar moderada (Jaaz et al., 2017). Finalmente, el colector de placa plana, que posee una superficie oscura para calentar el líquido al absorber la radiación solar, destaca por la disponibilidad en el mercado y bajo costo de fabricación, siendo el más investigado para la generación de agua caliente sanitaria (Rodríguez-Hidalgo et al., 2012).

3. Colector solar de placa plana

El principio de funcionamiento de un colector de placa plana se basa en la transmisión de la mayor cantidad de radiación solar posible a través de la cubierta transparente. La Figura 3 muestra los fenómenos de transferencia de calor presentes en el colector solar de placa plana. La radiación solar incidente es absorbida por la placa absorbente, la cual está diseñada para maximizar la captación de energía solar y minimizar las pérdidas térmicas. La energía térmica absorbida por la placa se transfiere a través de conducción a los tubos conductores, donde el fluido de trabajo circula. Este fluido se calienta al pasar por los tubos, almacenando la energía térmica captada para el posterior uso en aplicaciones domésticas o industriales (Hussain et al., 2018).

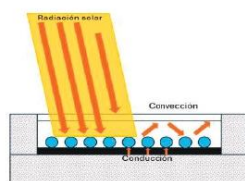


Figura 3. Fenómenos de transferencia de calor en un colector solar de placa plana.

La Figura 4 muestra los componentes de un colector solar. El colector solar de placa plana está conformado por una cubierta transparente, una carcasa, un conjunto de tubos, una placa absorbente, aislante térmico y un fluido de trabajo, que puede ser un líquido o aire.

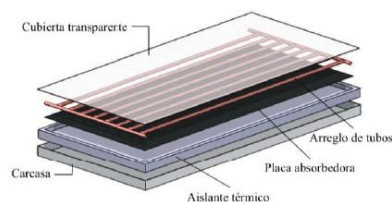


Figura 4. Componentes de un colector solar de placa plana.

3.1 Componentes del colector solar

En esta sección se describen los componentes que integran un colector solar de placa plana, se describe el funcionamiento y los materiales utilizados para aumentar la eficiencia térmica.

3.1.1 Cubierta transparente

La cubierta transparente se utiliza para minimizar las pérdidas de calor por convección entre la placa absorbente y la cubierta. El material empleado debe contar con propiedades ópticas que permitan la transmisión eficiente de los rayos solares, así como una alta resistencia y durabilidad para soportar las condiciones ambientales a las que está expuesta. Generalmente, se emplean materiales como el vidrio, acrílico o policarbonato. De estos materiales, el vidrio es el más utilizado debido a las propiedades ópticas favorables en comparación con otros materiales transparentes como el plástico. El vidrio presenta una alta transmisividad, lo que permite el paso eficiente de la radiación solar hacia el absorbente, y una baja reflectancia y absorción, minimizando las pérdidas de energía reflejada o absorbida en su superficie. No obstante, la eficiencia del vidrio como cubierta depende de factores adicionales, como el espesor utilizado, ya que espesores mayores pueden reducir la transmisividad.

Bakari et al., (2014) analizaron el efecto del espesor de la cubierta de vidrio sobre el rendimiento térmico del colector solar, se mostró que utilizar una cubierta de vidrio con 4 mm de espesor mejora la eficiencia un 35.4% en comparación con otros espesores. Por otra parte, se han realizado estudios de colectores solares que utilizan acristalamientos al vacío. En este contexto, Shemelin & Matuska., (2017) analizaron una cubierta de vidrio sellado al vacío. En la cual se demostró que utilizar este tipo de cubiertas mejora la eficiencia del colector solar con respecto a un colector convencional teniendo temperaturas mayores de 100 °C.

Por otro lado, Renuka et al., (2021) analizaron las propiedades térmicas, mecánicas y ópticas de 12 diferentes materiales para cubiertas transparentes. La investigación indicó que el vidrio tiene mejores características en términos de rendimiento y costo del material. Posteriormente Khaled et al., (2024)





analizaron el número de cubiertas sobre el desempeño térmico del colector solar de placa plana y determinaron que el número óptimo de cubiertas depende de las condiciones climáticas, la temperatura de entrada del fluido térmico y las dimensiones del colector solar.

3.1.2 Arreglo de tubos

El sistema consta de un conjunto de tubos ubicados dentro del colector solar, a través de los cuales circula el fluido de trabajo. El material elegido para la tubería debe ser capaz de soportar altas temperaturas y tener una elevada conductividad térmica. Por esta razón, el cobre es el material comúnmente utilizado en la configuración del arreglo de tubos.

Se han realizado trabajos en los que se modifica la geometría del conjunto de tubos para evaluar el rendimiento térmico de un colector solar. De esta manera, Hossain et al., (2016) analizaron el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana en forma de serpentin paralelo por ambos lados, la eficiencia máxima que alcanzó este diseño fue 81.3%. Posteriormente, Patel et al., (2023) diseñaron un colector solar de placa plana en forma de U que alcanzó una mayor eficiencia térmica y una temperatura de 56°C, superando al colector convencional al permitir que el fluido permaneciera más tiempo en las tuberías.

3.1.3 Placa absorbedora

La placa absorbedora tiene la función de captar la radiación solar incidente y transferir el calor generado al conjunto de tubos del colector solar. La placa absorbedora está revestida con un recubrimiento selectivo que maximiza la absorción de radiación solar y minimiza la pérdida de calor por emisión térmica. La eficacia en la transferencia de calor desde la placa absorbedora hacia los tubos de intercambio térmico es importante para optimizar el rendimiento del colector solar en la conversión de energía solar en energía térmica útil.

La placa absorbedora presenta una geometría completamente lisa; sin embargo, se han llevado a cabo investigaciones que exploran la modificación del diseño geométrico. En este contexto, Fan et al., (2019) construyeron una placa absorbedora corrugada en forma de V. Con la cual se obtuvo una eficiencia óptica y térmica de 84.9% y 58.6%, respectivamente. Posteriormente, Yehualashet et al., (2022) analizaron el diseño de una placa absorbedora con forma corrugada. Este diseño mejoró el contacto entre componentes internos y aumentó la eficiencia y la temperatura un 7% y 7.4 °C, respectivamente en comparación con una placa absorbedora lisa.

3.1.4 Aislamiento térmico

El aislamiento térmico tiene la función de minimizar las pérdidas de calor en el colector solar y es colocado en la parte posterior y costados dentro del colector solar. El material seleccionado debe tener una baja conductividad térmica, por lo general el material utilizado es lana de mineral, poliuretano, polietileno, o algún tipo de espuma. Se han realizado estudios

para investigar otro tipo de materiales que permitan aumentar la eficiencia térmica del colector solar. Por ejemplo, Osorio et al., (2017) indicaron que los colectores tradicionales son eficientes a bajas temperaturas, pero pierden eficiencia a altas temperaturas debido a las pérdidas térmicas. La incorporación de materiales aislantes transparente (TIMs) reduce estas pérdidas, mejorando la eficiencia a temperaturas elevadas.

Por otra parte, Setyawan et al., (2020) investigaron el uso de un doble aislante térmico en un colector solar de placa plana. Se utilizó poliuretano y poliestireno con un grosor de 3 cm cada uno, cubriendo todo el colector excepto la parte superior. La energía que se alcanzó durante la prueba fue 8.8 MJ/m² y se logró una eficiencia de 69%.

En el mismo contexto, Ammar et al., (2021) analizaron la eficiencia térmica, termo hidráulica y exergética de un colector solar de placa plana equipado con paneles de material aislante transparente. Se observó que la incorporación de dicho material reduce las pérdidas de calor hasta en un 81%.

3.1.5 Carcasa

La carcasa es un elemento clave en el diseño de un colector solar de placa plana, ya que protege los componentes internos del colector frente a las diversas condiciones climáticas del lugar de instalación. La selección del material depende factores como la disponibilidad, resistencia y durabilidad. Los materiales utilizados en la fabricación de carcasas incluyen aluminio, acero galvanizado y acero inoxidable, seleccionados por una alta resistencia a la corrosión y la capacidad para soportar la exposición prolongada a la intemperie. Por lo que, seleccionar un material inapropiado puede comprometer la integridad estructural y la eficiencia térmica de los componentes del colector solar. En cuanto al diseño de los colectores solares se caracterizan por tener formas rectangulares que permitan la correcta instalación de los componentes internos.

Por lo tanto, la geometría rectangular del colector solar tiene una estructura en la cual los componentes se instalan en capas, para maximizar la captación y transferencia de energía solar. Sin embargo, se han realizado estudios en los que se modifica la geometría del colector solar. Visa et al., (2015) construyeron un colector solar de placa plana cambiando la geometría típica por una trapezoidal, este nuevo diseño mostró una eficiencia de 61.85%. Posteriormente, Elwekeel & Abdala, (2023) evaluaron un colector solar circular que mejoró la transferencia de calor con una eficiencia de 62.5% bajo un flujo de 800 W/m².

3.1.6 Fluido de trabajo

En un colector solar de placa plana, la radiación solar incide sobre una superficie absorbente que convierte la energía solar en calor a través de la absorción de fotones. Este calor se transfiere al fluido de trabajo, que es el medio responsable de transportar y almacenar la energía térmica captada por el colector para su posterior uso. El fluido circula a través de un sistema de tubos en contacto directo con la superficie





absorbente, lo que facilita la transferencia de calor mediante conducción. Para maximizar la eficiencia del colector solar y asegurar una operación segura y duradera, el fluido debe poseer propiedades térmicas, físicas y químicas adecuadas.

La selección del fluido de trabajo en un colector solar de placa plana depende de los requisitos térmicos de la aplicación. En sistemas que no requieren temperaturas elevadas, el agua es una opción común, siempre que la temperatura no supere los 100 °C. Para aplicaciones industriales que demandan mayores temperaturas, se emplean fluidos como aceites térmicos, glicoles o sales fundidas, los cuales soportan condiciones de operación más exigentes y permiten alcanzar eficiencias superiores en rangos térmicos más altos. Si se requiere alcanzar mayores temperaturas uno de los métodos es utilizar nanofluidos. Un nanofluido es un fluido compuesto por un líquido en las que se dispersan nanopartículas, este tipo de nanopartículas pueden ser metales, carbones o compuestos cerámicos. Genc et al., (2018) analizaron óxido de aluminio (Al_2O_3) con concentraciones de 1, 2 y 3% y se determinó que la concentración del 1% de este nanofluido alcanzó la mayor eficiencia con un 81.9%. Sin embargo, los autores señalan que es necesario considerar el caudal másico en las tres concentraciones evaluadas. Posteriormente, Zayed et al. (2019) realizaron una investigación de diferentes nanopartículas, se mencionó que los nanofluidos a base de carbono mejoran la eficiencia energética y exergética, además se encontró que el cobre destaca entre los nano fluidos que utilizan óxidos metálicos y muestran una eficiencia entre 6.3 y 37.3%.

De acuerdo con los trabajos sobre los componentes del colector solar de placa plana, existen diferentes técnicas que permiten mejorar el rendimiento térmico de estos equipos. De los cuales las técnicas que se utilizan es mejorar los materiales absorbentes para mejorar la absorción de la radiación solar, optimizar el flujo del fluido de trabajo la cual permita que el fluido fluya de una manera óptima. Además, se debe tener en cuenta el mantenimiento para estos equipos operen de manera óptima y no disminuya la eficiencia térmica.

4. Técnicas de mejora del rendimiento de un colector solar de placa plana

Las técnicas para mejorar el rendimiento de un colector solar se centran en optimizar la eficiencia en la captación y conversión de energía solar en energía térmica. Algunas de las estrategias para mejorar el rendimiento del colector solar de placa plana es utilizar materiales adecuados en la construcción del colector solar.

El rendimiento térmico se determina mediante el análisis de la eficiencia térmica del colector solar que es transformada en energía útil y es aprovechada por este tipo de sistemas. Además, depende de varios factores como lo son el diseño y dimensiones del colector (Maldonado et al., 2014), el tipo de fluido de trabajo (Sankar et al., 2023), los materiales de construcción (Duffie & Beckman, 2013), mantenimiento (Alshukri et al., 2022) y las condiciones ambientales a las que está sometido el equipo (Ranjan Das*, 2019).

4.1 Mejora de los materiales absorbentes

Los materiales absorbentes en los colectores solares son aquellos que maximizan la absorción de energía solar y minimizan las pérdidas térmicas. Estos materiales se eligen por su capacidad para captar radiación solar y transferir el calor al fluido de trabajo. Una técnica común para mejorar las propiedades de los materiales absorbentes en colectores solares es la aplicación de recubrimientos en la superficie absorbente, lo que reduce las pérdidas de calor por radiación. Estos recubrimientos permiten que la placa absorbente capte más radiación, aumentando así la eficiencia térmica del colector. En este contexto, Sakhaei & Valipour, (2020) investigaron experimentalmente la eficiencia térmica de colectores solares de placa plana utilizando tres tipos de recubrimientos (pintura negra, cromo negro y carbono). La placa recubierta con carbono demostró una mayor absorción de energía, alcanzando una eficiencia del 69.4%. Posteriormente, un estudio de Alam et al., (2021) reportó que el uso de recubrimientos de cobre, titanio y manganeso permite a los materiales absorbentes captar hasta un 97.4% de la energía solar incidente en el colector. Además, Selikhov et al., (2022) analizaron la eficiencia térmica de un colector solar que empleaba material polimérico como absorbente, indicando que este material puede alcanzar eficiencias de hasta un 95% en comparación con materiales metálicos.

4.2 Optimización del flujo de fluido

La optimización del flujo es importante para mejorar la eficiencia de un colector solar de placa plana, ya que la transferencia de calor entre el fluido y la configuración depende de la uniformidad con la que circula el fluido. Además del diseño, el flujo puede optimizarse mediante el uso de bombas que regulen la velocidad de circulación, materiales con alta conductividad térmica y sistemas de control que ajusten el flujo en función de la radiación solar. La geometría de la configuración de tubos debe garantizar que el fluido se distribuya uniformemente a lo largo de toda la superficie del colector. Un diseño eficiente evita que el colector presente zonas sin fluido. En este sentido, Verma et al., (2020) evaluaron el rendimiento de un colector solar de placa plana con diseño en espiral, que mostró una eficiencia del 21.4%. Además, el estudio indicó que construir este tipo de colector reduce el material hasta en un 30% en comparación con un diseño convencional.

4.3 Reducción de pérdidas de calor

Las pérdidas de calor en un colector solar de placa plana ocurren principalmente por convección, conducción y radiación. En este caso, se abordan las pérdidas por convección, que resultan de la transferencia de calor entre las tuberías y el aire circundante dentro del colector. Garcia et al., (2019) analizaron el efecto de barreras convectivas instaladas entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio, observando una disminución en las pérdidas de calor de 2.2, 5.3 y 2.9% para dos, tres y cuatro barreras, respectivamente, lo cual indica que agregar más barreras reduce las pérdidas hasta un cierto punto óptimo. Posteriormente, Nirmala, (2021) evaluó el uso





de cubiertas de vidrio simple y doble en un colector de placa plana; los resultados mostraron una mayor eficiencia en el colector solar con cubierta de vidrio doble, debido a la mejor retención de calor. En el mismo contexto, Sekhar Dondapati et al., (2018) estudiaron factores como el material de la cubierta transparente, la irradiación solar y el coeficiente general de pérdida de calor. Sus resultados indicaron que un acristalamiento de flúoruro de polivinilo alcanzó una mayor transmisividad en comparación con otros materiales analizados, lo que mejoró el rendimiento térmico del colector.

4.4 Materiales de cambio de fase

La variabilidad en la radiación solar ha impulsado la investigación en materiales capaces de almacenar energía térmica para el uso cuando la radiación solar no está disponible. En particular, se ha considerado el uso de materiales de cambio de fase (PCM, por las siglas en inglés) como una solución eficaz para este desafío. Los PCM son sustancias que almacenan y liberan grandes cantidades de energía térmica durante los procesos de cambio de fase.

En el contexto de los colectores solares de placa plana, la integración de PCM puede mejorar significativamente la eficiencia del sistema. Estos materiales almacenan el calor capturado durante el día y lo liberan cuando la demanda de energía es mayor, como durante la noche. En este sentido Palacio et al., (2020) realizaron un estudio en el que se comparó el rendimiento de dos colectores solares de placa plana, uno equipado con PCM y otro sin él. Los resultados indicaron que el colector con PCM aumentó la temperatura en 2 °C durante la noche. Posteriormente, Kadhim et al., (2024) investigaron el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana que utilizó cera de parafina con una temperatura de fusión específica de 58 °C como material de cambio de fase (PCM). Los resultados de este estudio mostraron que, al emplear esta cera de parafina específica, la temperatura del agua alcanzó hasta 34 °C durante la noche, debido a la liberación de calor almacenado. Cabe señalar que el rendimiento puede variar si se utiliza una cera de parafina con diferente temperatura de fusión, lo que sugiere que estos resultados no necesariamente se obtendrían con cualquier cera de parafina.

4.5 Mantenimiento

Mantener la superficie del vidrio libre de suciedad y polvo es importante para maximizar la captación de radiación solar. Gholami et al., (2017) investigaron los factores que influyen en la acumulación de polvo en el colector solar. Se observó una disminución del 25% en la transmisividad y se identificó que factores como la inclinación, el ángulo azimutal y la dirección del viento afectan la densidad de acumulación de polvo, lo que contribuye a la reducción en la transmisión de luz a través del vidrio. Del mismo modo, Al-Sharafi et al., (2024) investigaron el impacto de la acumulación de polvo en la superficie de colectores solares de placa plana, indicaron que la acumulación de polvo reduce hasta 85% la eficiencia del colector solar por lo tanto, se recomendó dar una limpieza regular de al menos una vez por semana.

5. Optimización del rendimiento térmico de colectores solares a través de mejoras en sus componentes

Las modificaciones en los componentes de los colectores solares, presentadas en la Tabla 1, son fundamentales para mejorar su rendimiento térmico. Incorporar cubiertas avanzadas y materiales con alta emisividad eleva significativamente las temperaturas operativas, optimizando el aprovechamiento de la energía solar. El diseño de la carcasa y las placas absorbedoras, con geometrías especializadas, permite una mayor captación y transferencia de calor, lo que incrementa tanto la eficiencia como la temperatura del sistema.

Tabla 1. Resumen de mejoras en componentes de colectores solares y su impacto en el rendimiento térmico.

Componente	Modificación	Resultados	Autor (es)
Cubierta transparente	Cubierta de vidrio 4 mm	Aumento de eficiencia térmica de 35.4 %.	Bakari et al. (2014)
	Cubierta de vidrio sellada al vacío	Temperaturas > 100 °C	Shemelin & Matuska (2017)
	12 materiales (policarbonato, vidrio, etc.)	Reducción de ε a 0.59	Renuka et al. (2021)
	Número de cubiertas	Depende del sitio de instalación	Khaled et al. (2024)
Carcasa	Geometría trapezoidal	Alcanza una eficiencia del 61.9 %	Visa et al. (2015)
	Geometría circular	Alcanza una eficiencia del 62.5 %	Elwekeel & Abdala et al. (2023)
Placa absorbadora	Fonma en V	Alcanza una eficiencia térmica 58.6 %	Fang et al. (2019)
	Corrugada	Aumento de eficiencia y temperatura del 7 % y 74 °C.	Yehualashet et al. (2022)
Aislamiento térmico	Aislante transparente	Mejora la eficiencia térmica un 46 %.	Osorio et al. (2017)
	Doble aislamiento térmico	Alcanza una eficiencia del 69 %	Setvawan et al. (2020)
	Aislante transparente	Pérdidas de calor <81 %.	Ammar et al. (2021)
Arreglo de tubos	Geometría en forma de U	Mejora del rendimiento térmico 81.3%	Hossain et al. (2016)
	Geometría en U	Temperatura de hasta 56 °C	Patel et al. (2023)
Fluido de trabajo	Nanofluidos (óxidos metálicos,	Mejora de eficiencia del 37.3 %.	Zayed et al. (2019)



cristalizados, semiconductores) Mejora de la eficiencia energética y exergética. Alawi et al. (2021)

El uso de aislamiento térmico adecuado minimiza las pérdidas de calor en 46 % (Osorio et al., 2017), mejorando la retención de energía en el sistema, mientras que la rugosidad en las superficies internas de los tubos favorece el intercambio térmico, aumentando la eficiencia general del colector a 58.6 % (Fang et al., 2019). Asimismo, la integración de nanofluidos con propiedades óptimas contribuye a mejorar tanto la eficiencia energética como la exergética, maximizando el rendimiento global del colector solar entre 6.3 y 37.3 % (Zayed et al., 2019). Estas mejoras combinadas permiten alcanzar mayores temperaturas, una mayor retención de calor y, en consecuencia, un sistema más eficiente.

6. Conclusión

La revisión muestra que los factores clave para mejorar la eficiencia de los colectores solares de placa plana incluyen la selección de materiales, el diseño de componentes y el mantenimiento. Las cubiertas transparentes, como las de vidrio de 4 mm de espesor, incrementan la eficiencia térmica en un 35.4%, mientras que las cubiertas selladas al vacío permiten alcanzar temperaturas superiores a 100 °C. La geometría de la carcasa y de la placa absorbadora, como configuraciones en 'V' o corrugadas, mejora la eficiencia térmica hasta un 58.6% y puede elevar la temperatura hasta 74 °C. El uso de aislamiento térmico reduce las pérdidas de calor y aumenta la eficiencia térmica hasta en un 46%. La incorporación de nanofluidos incrementa la eficiencia en un 37.3%, lo que resulta útil en aplicaciones que requieren altas temperaturas. Además, la incorporación de PCM resulta ser una opción viable si se requiere almacenar energía en ausencia de radiación solar. Finalmente, el mantenimiento regular, como la limpieza de las cubiertas, es esencial para asegurar un rendimiento óptimo y duradero.

7. Referencias

- Alam, T., Balam, N. B., Kulkarni, K. S., Siddiqui, M. I. H., Kapoor, N. R., Meena, C. S., Kumar, A., & Cozzolino, R. (2021). Performance Augmentation of the Flat Plate Solar Thermal Collector: A Review. *Energies*, 14(19), 6203.
- Al-Sharafi, A., Ahmadullah, A. B., Hassan, G., Al-Qahtani, H., Abubakar, A. A., & Yilbas, B. S. (2024). Influence of environmental dust accumulation on the performance and economics of solar energy systems: A comprehensive review. *Cleaner Energy Systems*, 8, 100125.
- Alshukri, M. J., Kadhim Hussein, A., Eidan, A. A., & Alsabery, A. I. (2022). A review on applications and techniques of improving the performance of heat pipe-solar collector systems. *Solar Energy*, 236, 417–433.
- Ammar, M., Mokni, A., Mhiri, H., & Bournot, P. (2021). Performance optimization of flat plate solar collector through the integration of different slats arrangements made of transparent insulation material. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101237.
- Bakari, R., Minja, R. J. A., & Njau, K. N. (2014). Effect of Glass Thickness on Performance of Flat Plate Solar Collectors for Fruits Drying. *Journal of Energy*, 2014, 1–8.
- Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE). (2021). *Guía técnica para el aprovechamiento de energía solar térmica en el calentamiento de agua*.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley.
- Elwekeel, F. N. M., & Abdala, A. M. M. (2023). Numerical and experimental investigation of the performance of a new circular flat plate collector. *Renewable Energy*, 209, 581–590.
- Evangelisti, L., De Lieto Vollaro, R., & Asdrubali, F. (2019). Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, 109318.
- Fan, M., You, S., Gao, X., Zhang, H., Li, B., Zheng, W., Sun, L., & Zhou, T. (2019). A comparative study on the performance of liquid flat-plate solar collector with a new V-corrugated absorber. *Energy Conversion and Management*, 184, 235–248.
- Garcia, R. P., Oliveira, S. del R., & Scalón, V. L. (2019). Thermal efficiency experimental evaluation of solar flat plate collectors when introducing convective barriers. *Solar Energy*, 182, 278–285.
- Genc, A. M., Ezan, M. A., & Turgut, A. (2018). Thermal performance of a nanofluid-based flat plate solar collector: A transient numerical study. *Applied Thermal Engineering*, 130, 395–407.
- Gholami, A., Saboonchi, A., & Alemrajabi, A. A. (2017). Experimental study of factors affecting dust accumulation and their effects on the transmission coefficient of glass for solar applications. *Renewable Energy*, 112, 466–473.
- Hossain, M. S., Pandey, A. K., Tunio, M. A., Selvaraj, J., Hoque, K. E., & Rahim, N. A. (2016). Thermal and economic analysis of low-cost modified flat-plate solar water heater with parallel two-side serpentine flow. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 123(1), 793–806.
- Imtiaz Hussain, M., Ménéz, C., & Kim, J.-T. (2018). Advances in solar thermal harvesting technology based on surface solar absorption collectors: A review. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 187, 123–139.
- De Estadística Y, I. N. (2018). *Encuesta Nacional sobre Consumo de Energéticos en Viviendas Particulares (ENCEVI) 2018*. <https://www.inegi.org.mx/programas/encevi/2018/>
- International Energy Agency (IEA). (2020). *Solar Energy: Mapping the road ahead for a sustainable energy transition*.
- Jaaz, A. H., Hasan, H. A., Sopian, K., Haji Ruslan, M. H. Bin, & Zaidi, S. H. (2017). Design and development of compound parabolic concentrating for photovoltaic





- solar collector: Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76, 1108–1121.
- Jäger-Waldau, A. (2019). Snapshot of Photovoltaics—February 2019. *Energies*, 12(5), 769.
- Kadhim, H. S., Jalal, M. J., & Hiba, A. H. (2024). Numerical Investigation of PCM Thermal Storage in Water Solar Collector. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 66(1), 164–178.
- Kalogirou, S. A. (2004). Environmental benefits of domestic solar energy systems. *Energy Conversion and Management*, 45(18–19), 3075–3092.
- Khaled, A., Elzer, R., & Alkhazmi, A. (2024). The role of the number of transparent covers in enhancing the efficiency of flat plate collectors. *Brilliance: Research of Artificial Intelligence*, 4(1), 1–12.
- Maldonado, R. D., Huerta, E., Corona, J. E., Ceh, O., León, A. I., & Henandez, I. (2014). Design and Construction of a Solar Flat Collector for Social Housing in México. *Energy Procedia*, 57, 2159–2166.
- Nirmala, P. N. (2021). RETRACTED: Comparative studies on efficiency of single and double glassed solar water heater. *Materials Today: Proceedings*, 34, 420–424.
- Osorio, J. D., Rivera-Alvarez, A., Girungwiro, P., Yang, S., Hovsapian, R., & Ordóñez, J. C. (2017). Integration of transparent insulation materials into solar collector devices. *Solar Energy*, 147, 8–21.
- Palacio, M., Rincón, A., & Carmona, M. (2020). Experimental comparative analysis of a flat plate solar collector with and without PCM. *Solar Energy*, 206, 708–721.
- Patel, A., Kumar Singh Samit, & Nanjoshi, S. (2023). Comparative Thermal Performance Evaluation of U Tube and Straight Tube Solar Water Heater. *International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES)*, 11(6), 346–352.
- Ranjan Das*, Dr. M. (2019). Effect of Different Environmental Factors on Performance of Solar Panel. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*, 8(11), 15–18.
- Renuka, M., Balaji, K., Sakthivadivel, D., Meikandan, M., & Ganesh Kumar, P. (2021). Selection of optimal glazing material for solar thermal applications using grey relational analysis. *International Journal of Ambient Energy*, 42(7), 764–768.
- Rodríguez-Hidalgo, M. C., Rodríguez-Aumente, P. A., Lecuona, A., & Nogueira, J. (2012). Instantaneous performance of solar collectors for domestic hot water, heating and cooling applications. *Energy and Buildings*, 45, 152–160.
- Sabiha, M. A., Saidur, R., Mekhilef, S., & Mahian, O. (2015). Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 1038–1054.
- Sakhaei, S. A., & Valipour, M. S. (2020). Investigation on the effect of different coated absorber plates on the thermal efficiency of the flat-plate solar collector. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 140(3), 1597–1610.
- Sankar, S. S. K., Murugan, A., Rahman, A., Illyas, M., Ramalingam, R. D., Marquez, F. P. G., & Athikesavan, M. M. (2023). Recent advancements in flat plate solar collector using phase change materials and nanofluid: a review. *Environmental Science and Pollution Research*, 30(38), 88366–88386.
- Sekhar Dondapati, R., Agarwal, R., Saini, V., Vyas, G., & Thakur, J. (2018). Effect of Glazing Materials on the Performance of Solar Flat Plate Collectors for Water Heating Applications. *Materials Today: Proceedings*, 5(14), 27680–27689.
- Selikhov, Y., Klemes, J. J., Kapustenko, P., & Arsenyeva, O. (2022). The study of flat plate solar collector with absorbing elements from a polymer material. *Energy*, 256, 124677.
- Setyawan, E., Kurniawan, A., Rahmadiano, F., Napitupulu, R. A. M., & Siagian, P. (2020). Flat Plate Type Solar Collector Performance Using Double Thermal Insulation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 852(1), 012044.
- Shemelin, V., & Matuska, T. (2017). Detailed Modeling of Flat Plate Solar Collector with Vacuum Glazing. *International Journal of Photoenergy*, 2017, 1–9.
- Vengadesan, E., & Senthil, R. (2020). A review on recent developments in thermal performance enhancement methods of flat plate solar air collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110315.
- Verma, S. K., Sharma, K., Gupta, N. K., Soni, P., & Upadhyay, N. (2020). “Performance comparison of innovative spiral shaped solar collector design with conventional flat plate solar collector.” *Energy*, 194, 116853.
- Visa, I., Duta, A., Comsit, M., Moldovan, M., Ciobanu, D., Saulescu, R., & Burduhos, B. (2015). Design and experimental optimisation of a novel flat plate solar thermal collector with trapezoidal shape for facades integration. *Applied Thermal Engineering*, 90, 432–443.
- Yehualashet, K. N., Fatoba, O., & Asfaw, S. M. (2022). Experimental study and numerical analysis of thermal performance of corrugated plate solar collector. *Materials Today: Proceedings*, 62, 2849–2856.
- Zayed, M. E., Zhao, J., Du, Y., Kabeel, A. E., & Shalaby, S. M. (2019). Factors affecting the thermal performance of the flat plate solar collector using nanofluids: A review. *Solar Energy*, 182, 382–396.

