



UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN E INNOVACIÓN EN ENERGÍAS
RENOVABLES

MAESTRÍA EN MATERIALES Y SISTEMAS ENERGÉTICOS RENOVABLES

**“Modelación Matemática y Análisis Exergético de
un Colector Solar de Placa Plana para el
Calentamiento de un Nanofluido”**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO
EN MATERIALES Y SISTEMAS ENERGÉTICOS
RENOVABLES**

PRESENTA

CARLOS ALBERTO NANGULARÍ RODRÍGUEZ

DIRECTOR

DR. GUILLERMO ROGELIO IBÁÑEZ DUHARTE



Marzo 2026, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS

SECRETARÍA ACADÉMICA

Dirección de Investigación y Posgrado

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a 17 de marzo de 2026

Oficio No. SA/DIP/0380/2026

Asunto: Autorización de Impresión de Tesis

C. Carlos Alberto Nangularí Rodríguez

CVU: 1346914

Candidato al Grado de Maestro en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables

Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables

UNICACH

Presente

Con fundamento en la **opinión favorable** emitida por escrito por la Comisión Revisora que analizó el trabajo terminal presentado por usted, denominado **Modelación Matemática y Análisis Exergético de un Colector Solar de Placa Plana para el Calentamiento de un Nanofluido** y como Director de tesis el Dr. Guillermo Rogelio Ibáñez Duharte (CVU: 215574) quien avala el cumplimiento de los criterios metodológicos y de contenido; esta Dirección a mi cargo **autoriza** la impresión del documento en cita, para la defensa oral del mismo, en el examen que habrá de sustentar para obtener el **Grado de Maestro en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables**.

Es imprescindible observar las características normativas que debe guardar el documento, así como entregar en esta Dirección una copia de la *Constancia de Entrega de Documento Recepcional* que expide el Centro Universitario de Información y Documentación (CUID) de esta Casa de estudios, en sustitución al ejemplar empastado.

ATENTAMENTE
"POR LA CULTURA DE MI RAZA"

Dra. Dulce Karol Ramírez López
DIRECTORA



C.c.p. Dr. José Francisco Pola Albores, Director del Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, UNICACH. Para su conocimiento.

Mtro. Francisco Salvador Nigenda Blanco, Coordinador del Posgrado, Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, UNICACH. Para su conocimiento.

Archivo/minutario.

EPL/DKRL/igp/gtr



2026, Año de Margarita Maza
Año de Jaime Sabines



Ciudad Universitaria, Libramiento Norte
Poniente 1150, Col. Lajas Maciel
C.P. 29039. Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México
Tel: (961) 6170440 Ext. 4360
investigacionyposgrado@unicach.mx

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis padres, quienes con su amor, apoyo incondicional y sabias enseñanzas han sido el pilar fundamental en cada paso que he dado. A mi familia, por ser siempre mi fuente de inspiración y fortaleza, y a todos aquellos que me han brindado su cariño y apoyo a lo largo de este camino. Este logro es tan suyo como mío.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI), por el apoyo brindado mediante la beca que me permitió realizar y concluir este posgrado.

Expreso mi más sincero agradecimiento al Dr. Guillermo Rogelio Ibañez Duharte, quien fue mi asesor en esta tesis, cuyo conocimiento, paciencia y dedicación han sido vitales para la realización de este trabajo. Agradezco a mis profesores, por guiarme y compartir su sabiduría, que ha sido clave en mi formación académica.

Asimismo, agradezco a la Dra. Aracely López Grijalva, al Dr. Joel Pantoja Enríquez y al Dr. Orlando Lastres Danguillecourt, integrantes de mi comité tutorial, por sus observaciones, sugerencias y valiosas aportaciones, las cuales contribuyeron de manera importante al fortalecimiento de este trabajo.

A mis compañeros y amigos, gracias por su apoyo, colaboración y por las experiencias compartidas que han enriquecido este proceso.

Finalmente, agradezco a mi familia, por su inagotable fe en mí y por ser mi mayor motivación en cada momento. Sin su apoyo, este logro no habría sido posible.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	3
AGRADECIMIENTOS	3
RESUMEN.....	7
NOMENCLATURAS	8
SUBÍNDICES	12
LISTA DE FIGURAS.....	13
LISTA DE TABLAS	13
LISTA DE ECUACIONES.....	14
INTRODUCCIÓN	16
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES	17
1.1 Introducción.	17
1.2 Antecedentes.....	19
1.2.1 Colectores Solares de Placa Plana.	19
1.2.2 Optimización de Colectores Solares de Placa Plana.	20
1.2.3 Análisis de Colectores Solares de Placa Plana para el Calentamiento de Aire.	21
1.2.4 Análisis de Colectores Solares de Placa Plana para el Calentamiento de Nanofluidos.	23
1.3 Planteamiento del problema.....	29
1.4 Objetivos.	29
1.4.1 Objetivo general.....	29
1.4.2 Objetivos específicos	30
1.5 Justificación.	31
1.6 Organización de tesis.	31
1.7 Conclusión.	32
1.8 Referencias.....	33
CAPÍTULO 2: FUNDAMENTO TEÓRICO	36
2.1 Introducción.	36
2.2 Energía, transferencia de energía y análisis general de energía.	36
2.2.1 Formas de energía.....	36
2.2.2 Transferencia de energía por calor.	36
2.2.3 La primera ley de la termodinámica.	37
2.2.4 Balance de energía.....	37
2.2.5 Incremento de la energía de un sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$	37
2.2.6 Mecanismos de transferencia de energía, E_{entrada} y E_{salida}	37
2.3 Análisis de masa y energía de volúmenes de control.	37
2.3.1 Conservación de la masa.....	37
2.3.2 Principio de conservación de la masa.....	38
2.3.3 Trabajo de Flujo y energía de un fluido en movimiento.	38
2.3.4 Energía total de un fluido en movimiento.....	38
2.3.5 Energía transportada por la masa.....	38
2.3.6 Análisis de energía de sistemas de flujo estacionario.	38
2.3.7 Análisis de procesos de flujo no estacionario.	39
2.4 Energía Solar Térmica Y Colectores Solares De Placa Plana.	39
2.5 Radiación Solar.....	40

2.5.1	La constante Solar.....	40
2.5.2	Variación de la radiación terrestre.....	40
2.5.3	Radiación extraterrestre en superficie horizontal.....	40
2.5.4	Irradiancia Directa sobre una superficie horizontal.....	41
2.5.5	Relación de radiación directa en superficie inclinada a la superficie horizontal.....	41
2.5.6	Irradiancia Difusa sobre una superficie horizontal.....	41
2.5.7	Radiación en superficies inclinadas: cielo isotrópico.	41
2.6	Nanofluidos en Sistemas de Transferencia de Calor	42
2.6.1	Propiedades Termo-físicas de los nanofluidos.....	42
2.6.2	Viscosidad	43
2.6.3	Densidad	43
2.6.4	Capacidad calorífica.....	44
2.7	Transferencia de calor	45
2.7.1	Número de Nusselt.....	45
2.7.2	Coeficiente de Transferencia de Calor	45
2.8	La segunda ley de la termodinámica.....	45
2.8.1	Depósitos de energía térmica	45
2.8.2	Procesos reversibles e irreversibles.....	45
2.8.3	Irreversibilidades.	46
2.9	Entropía.	46
2.10	Exergía.....	47
2.10.1	Transferencia de exergía.	47
2.10.2	Eficiencia Exergética	48
2.10.3	Eficiencia según la segunda ley, η_{II}	48
2.10.4	Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía.	48
2.11	Métodos De Rugen-Kutta.....	49
2.12	Conclusiones.....	49
2.13	Referencias.....	50
CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA		51
3.1	Introducción	51
3.2	Descripción del modelo.....	51
3.3	Balances de energía para los elementos del colector.	52
3.4	Ecuación de Balance de energía para cada elemento del colector.	53
3.4.1	Cubierta superior.	53
3.4.2	Placa absorbedora.....	53
3.4.3	Fluido de trabajo.....	54
3.4.4	Aislamiento inferior.	54
3.4.5	Placa base.....	54
3.4.6	Marco Lateral.....	54
3.5	Coeficientes de transferencia de calor.....	55
3.6	Análisis de energía y exergía	58
3.6.1	Análisis energético.....	58
3.6.2	Eficiencia térmica	58
3.6.3	Análisis exergético	59
3.6.4	Exergía de entrada.....	59
3.6.5	Exergía térmica de salida	59
3.6.6	Eficiencia energética basada en la primera y segunda ley de la termodinámica	59
3.6.7	Generación de Entropía.....	60
3.7	Conclusiones.....	60
3.8	Referencias.....	61

CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	62
4.3 Introducción	62
4.2 Validación del Programa	62
4.2.1 Comparación estadística entre resultados teóricos calculados y experimentales.....	62
4.3 Optimización del Colector.....	64
4.3.1 Efectos de la Variación de la Temperatura con los diferentes tipos de Nanofluidos.....	65
4.3.2 Efecto de Variación del material de la cubierta superior.	66
4.3.3 Efecto de la variación del material de la placa absorbadora.	67
4.3.4 Efecto de la variación del material del Aislante	68
4.3.5 Efecto de la Variación del material de la Placa Base	69
4.3.6 Efecto de la variación del material del marco lateral	70
4.3.7 Efecto de la variación del espesor de la CS en la eficiencia exergética.	71
4.4 Eficiencia Exergética y Energética	77
4.5 Generación de Entropía.....	79
4.6 Conclusión	80
4.7 Referencias.....	81
CONCLUSIONES GENERALES	82
Referencias	84

RESUMEN

Los colectores solares de placa plana presentan limitaciones en su rendimiento térmico, por lo que resulta necesario mejorar su eficiencia. El objetivo en este trabajo fue encontrar las condiciones de operación con las mínimas pérdidas de energía útil mediante la selección de parámetros óptimos de diseño. Para ello, se desarrolló un modelo matemático no estacionario basado en seis ecuaciones diferenciales acopladas, obtenidas a partir de los balances de energía de seis componentes del colector. Las ecuaciones se resolvieron numéricamente mediante el método de Runge-Kutta-Fehlberg, implementado en un código iterativo en MATLAB. El colector solar se dividió en elementos de volumen diferencial de longitud Δx y se determinó el tamaño de paso de tiempo óptimo en cada paso de integración. Los resultados numéricos fueron validados con datos experimentales reportados en literaturas anteriores, obteniéndose una concordancia adecuada con errores menores al 4 %. El análisis mostró que el uso de nanofluidos incrementa significativamente la eficiencia exergética del sistema, alcanzando mejoras de hasta 4 veces en comparación con el uso de agua convencional. Asimismo, se observó que la eficiencia exergética aumenta hasta 4.1 veces al reducir el espesor de la placa absorbidora de 0.002 m a 0.0005 m, y hasta 3 veces al incrementar el espesor del marco lateral de 0.015 m a 0.030 m. Además, se definieron tres modelos con diferentes combinaciones de parámetros geométricos y materiales, con el fin de evaluar su impacto en el desempeño del colector. Se encontró que el Modelo III presenta el mejor comportamiento, incrementando la eficiencia exergética máxima en aproximadamente 5 % y 1 % en comparación con los Modelos I y II, respectivamente, alcanzando un valor máximo cercano al 7 % en el intervalo de 11 a 13 horas. Finalmente, se determinaron las configuraciones óptimas de los parámetros geométricos y de los materiales que permiten maximizar la ganancia de exergía y minimizar la generación de entropía, contribuyendo al diseño de colectores solares más eficientes.

NOMENCLATURAS

N :	Día n del año	
E :	Energía total	kJ
m :	Masa	kg
U, u :	Energía interna	kJ
EC, ec :	Energía cinética	kJ
EP, ep :	Energía potencial	kJ
V :	Velocidad	m/s
g :	Aceleración gravitacional	m/s^2
$\dot{m}$:	Flujo másico	kg/s
ρ :	Densidad	kg/m^3
A_t :	Sección transversal de flujo	m^2
$\dot{V}$:	Flujo volumétrico	m^3/s
q :	Transferencia de calor por unidad de masa	kJ/kg
Q :	Cantidad de transferencia de calor	kJ
W :	Trabajo	kJ
v :	Volumen específico	m^3/kg
P :	Presión	N/m^2
S :	Entropía	kJ/K
T :	Temperatura	$^{\circ}C$
X :	Exergía	kJ
V :	Volumen	m^3
c_v :	Calor específico a volumen constante	kJ/kgK
c_p :	Calor específico a presión constante	kJ/kgK
c :	Calor específico	kJ/kgK
k :	Conductividad térmica	kJ/msK
Nu :	Numero de Nusselt	
L :	Longitud	m
Pr :	Numero de Prandtl	
ν :	Viscosidad cinemática	m^2/s
μ :	Viscosidad dinámica	kg/ms
Re :	Numero de Reynolds	
Ra :	Número de Rayleigh	
ε :	Emisividad	
α :	Absortividad	
G_{CS} :	Constante solar	W/m^2
ϕ :	Latitud	
δ :	Declinación	
γ :	Angulo azimutal de superficie	
ω :	Angulo horario	
θ :	Angulo de incidencia	
θ_z :	Angulo cenital	

α_s :	Angulo de altitud solar	
γ_s :	Angulo de azimut solar	
σ :	Constante de Stefan-Boltzmann ($=5.67 \times 10^{-8}$)	W/m^2k^4
Q_{cs} :	Radiación absorbida por cubierta superior	W
Q_{pa-cs} :	Calor transferido de placa absorbente a cubierta superior	W
Q_{cs-ml} :	Calor transferido de cubierta superior a marco lateral	W
Q_{cs-a} :	Calor transferido de cubierta superior al ambiente	W
Q_{pa} :	Radiación absorbida por placa absorbente	W
Q_{pa-ft} :	Calor transferido de placa absorbedora al fluido de trabajo	W
Q_{pa-ai} :	Calor transferido de placa absorbedora al aislante	W
Q_{pa-ml} :	Calor transferido entre placa absorbente y el marco lateral	W
Q_{pa-ft} :	Calor transferido de placa absorbedora al fluido de trabajo	W
Q_{ft-ai} :	Calor transferido entre el fluido de trabajo y el aislamiento	W
Q_{ft} :	Calor absorbido por el fluido	W
Q_{ai-pb} :	Calor transferido entre el aislamiento y la placa base	W
Q_{ai-ml} :	Calor transferido entre el aislamiento y el marco lateral	W
Q_{ai-pb} :	Calor transferido de aislante a placa base	W
Q_{pb-a} :	Calor transferido de placa base al ambiente	W
Q_{pb-ml} :	Calor transferido de placa base a marco lateral.	W
Q_{ml-a} :	Calor transferido entre el marco lateral y el ambiente.	W
GT :	Irradiancia solar global sobre la superficie inclinada	W/m^2
A_{cs} :	Área de cubierta superior	
G_{cs} :	Radiación absorbida por cubierta superior	
τ_{cs}, a :	Transmitancia de cubierta superior al considerar sólo las pérdidas por absorción	
K_{cs} :	Coeficiente de extinción de cubierta superior	
L :	Trayectoria real de la radiación a través de una capa transparente	
δ_{cs} :	Espesor de cubierta superior	
n_2 :	Índice de refracción del medio 2 (cubierta superior)	
G_g :	Irradiación solar reflejada en el suelo incidente en la Superficie horizontal	
G_d :	Irradiancia solar difusa en la superficie horizontal	
G_b :	Irradiancia solar directa en la superficie horizontal	
θ_1 :	Angulo de incidencia de radiación directa	
ρ :	Albedo	
k_{vi-Tm1} :	Conductividad térmica viento a temperatura media 1	W/mK
$\beta_{v,pa-cs}$:	Coeficiente de expansión volumétrica, para un gas ideal	$1/K$
ν_{vi-Tm1} :	Viscosidad cinemática del viento a temperatura media 1	m^2/s
α_{vi-Tm1} :	Difusividad térmica del viento a temperatura media 1	m^2/s
$h_{c,pa-cs}$:	Coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa absorbente a la cubierta superior	
$h_{r,pa-cs}$:	Coeficiente de transferencia de calor por radiación de	

	la placa absorbente a la cubierta superior	
ε_{cs} :	Emitancia de cubierta superior	
ε_{pa} :	Emitancia de placa absorbedora	
A_{cs-ml} :	Área de contacto entre cubierta superior y marco lateral	
δ_{ml} :	Espesor de marco lateral	
k_{cs} :	Conductividad térmica de cubierta superior	
k_{ml} :	Conductividad térmica de marco lateral	
$hc1$:	Coeficiente de transferencia de calor por conducción entre cubierta superior y marco lateral	
$Long_{cs}$:	Longitud de cubierta superior	
$Anch_{cs}$:	Ancho de cubierta superior	
$Long$:	Longitud del colector	
$Anch$:	Ancho del colector	
$hc,cs-a$:	Coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta superior al ambiente	
$hr,cs-a$:	Coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la cubierta superior al ambiente	
Nu_{pa-cs} :	Nusselt entre placa absorbedora y cubierta superior	
Nu_{cs-a} :	Nusselt entre cubierta superior y ambiente	
k_{vi-Tm2} :	Conductividad térmica viento a temperatura media 2	W/mk
L_{cs} :	Longitud característica de cubierta superior	
V_{vi} :	Velocidad del viento	
$\beta_{v,cs-a}$:	Coeficiente de expansión volumétrica	1/K
Ra_{pa-cs} :	Rayleigh placa absorbedora cubierta superior	
Ra_{cs-a} :	Rayleigh cubierta superior ambiente	
ν_{vi-Tm2} :	Viscosidad cinemática del viento a temperatura media 2	m ² /s
α_{vi-Tm2} :	Difusividad térmica del viento a temperatura media 2	m ² /s
Pr_{cs-a} :	Prandtl cubierta superior ambiente	
Nu_{cs-al} :	Nusselt para flujo laminar	
Nu_{cs-at} :	Nusselt para flujo turbulento	
Re_{cs-a} :	Reynolds cubierta superior ambiente	
μ_{vi-Tm2} :	Viscosidad dinámica del viento a temperatura media 2	Pas
ρ_{vi-Tm2} :	Densidad del viento a temperatura media 2	kg/m ³
G_{pa} :	Irradiancia solar absorbida por la placa absorbedora	
$(\tau\alpha)_b$:	Transmitancia-absortancia para la radiación solar directa	
$(\tau\alpha)_d$:	Transmitancia-absortancia para la radiación difusa	
$(\tau\alpha)_g$:	Transmitancia-absortancia para la radiación reflejada	
α_s :	Ángulo de elevación del sol	
τ_{cs} :	Transmitancia de la cubierta superior	
α_{pa} :	Absortancia de la placa absorbedora	
r_{cs} :	Reflectancia de la cubierta superior	
$\tau_{cs,r}$:	Transmitancia de cubierta superior al considerar solo pérdidas por reflexión	

N_{cs} :	Número de cubiertas	
θ_d :	Angulo de incidencia de radiación difusa	
θ_g :	Angulo de incidencia de radiación reflejada	
$h_{c,pa-ft}$:	Coeficiente de transferencia de calor por convección de placa absorbedora a fluido de trabajo	
D_h :	Diámetro hidráulico	
Re_{pa-ft} :	Reynolds placa absorbedora fluido de trabajo	
μ_{vi-Tm3} :	Viscosidad dinámica del viento a temperatura media 3	Pas
ρ_{vi-Tm3} :	Densidad del viento a temperatura media 3	kg/m^3
$Long_{pa}$:	Longitud de placa absorbedora	
$Anch_{pa}$:	Ancho de placa absorbedora	
δ_{ai-pa} :	Distancia de aislante a placa absorbedora	
$h_{r,pa-ai}$:	Coeficiente de transferencia de calor por radiación de placa absorbedora a aislante	
ε_{ai} :	Emitancia de aislante	
A_{pa-ml} :	Área de contacto entre placa absorbedora y marco lateral	
δ_{pa} :	Espesor de placa absorbedora	
k_{pa} :	Conductividad térmica de placa absorbedora	
h_{c2} :	Coeficiente de transferencia de calor por conducción entre placa absorbedora y marco lateral	
ρ_{pa} :	Densidad de placa absorbedora	
m_{pa} :	Masa de placa absorbedora	
ρ_{cs} :	Densidad de cubierta superior	
m_{cs} :	Masa de cubierta superior	
c_{pa} :	Calor específico de placa absorbedora	
c_{cs} :	Calor específico de cubierta superior	
$h_{c,ft-ai}$:	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre fluido de trabajo y aislante	
μ_{vi-Tm4} :	Viscosidad dinámica del viento a temperatura media 4	Pas
ρ_{vi-Tm4} :	Densidad del viento a temperatura media 4	kg/m^3
k_{vi-Tm3} :	Conductividad térmica viento a temperatura media 3	W/mK
k_{vi-Tm4} :	Conductividad térmica viento a temperatura media 4	W/mK
h_{ft} :	Coeficiente del aumento de energía del fluido	
m_{ft} :	Masa de fluido de trabajo	
c_{ft} :	Calor específico de fluido de trabajo	
A_{ai-pb} :	Área de contacto entre aislante y placa base	
δ_{ai} :	Espesor de aislante	
k_{pb} :	Conductividad térmica de placa base	
δ_{pb} :	Espesor de placa base	
k_{ai} :	Conductividad térmica de aislante	
h_{c3} :	Coeficiente de transferencia de calor por conducción entre aislante y placa base	
$Long_{ai}$:	Longitud de aislante	

<i>Anchai:</i>	Ancho de aislante
<i>Aai-ml:</i>	Área de contacto entre aislante y marco lateral
<i>hc4:</i>	Coefficiente de transferencia de calor por conducción entre aislante y marco lateral
<i>mai:</i>	Masa de placa absorbedora
ρ_{ai} :	Densidad de aislante
<i>cai:</i>	Calor específico de aislante
<i>Apb-ml:</i>	Área de contacto entre placa base y marco lateral
<i>hc5:</i>	Coefficiente de transferencia de calor por conducción entre placa base y marco lateral
<i>Aml:</i>	Área de marco lateral
<i>Ex^{des}:</i>	Exergía destruida
ΔP :	Diferencia de presión
η_{ex} :	Eficiencia exergética

SUBÍNDICES

<i>i, ent:</i>	In, Entrada
<i>e, sal:</i>	Exit, Salida
<i>sist:</i>	Sistema
<i>2, fin:</i>	Estado final
<i>1, ini:</i>	Estado inicial
<i>fl:</i>	Flujo
<i>int:</i>	Internamente
<i>rev:</i>	Reversible
<i>gen:</i>	Generada
<i>ais:</i>	Aislado
<i>prom:</i>	Promedio
<i>0:</i>	Estado muerto
<i>cs:</i>	Cubierta superior
<i>pb:</i>	Placa base
<i>ai:</i>	Aislante inferior
<i>pa:</i>	Placa absorbedora
<i>ml:</i>	Marco lateral
<i>ft:</i>	Fluido de trabajo
<i>cond:</i>	Conducción
<i>conv:</i>	Convección
<i>rad:</i>	Radiación

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 Mapas de Irradiación en México	17
Fig. 2 Modelo de un colector de placas planas.	18
Fig. 3 Diagrama del sistema solar fotovoltaico/térmico con nanofluidos.	25
Fig. 4 Comparación de la temperatura para los nanofluidos.	26
Fig. 5 Temperatura del colector solar plano con CuO-Wate.	27
Fig. 6 Presentación de la Gráfica del proceso de síntesis.	28
Fig. 7 Modelo del colector de placas planas con cubierta	51
Fig. 8 Transferencia de calor en los elementos del colector	52
Fig. 9 Perfiles Teóricos y Experimentales de la Eficiencia usando H ₂ O y Al ₂ O ₃	63
Fig. 10 Temperaturas de los fluidos de trabajo a lo largo del tiempo.....	66
Fig. 11 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la Cs.....	67
Fig. 12 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la Pa.....	68
Fig. 13 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la Ai.....	69
Fig. 14 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la Pb.....	70
Fig. 15 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la ML.....	71
Fig. 16 Eficiencia exergética para diferentes grosores de la CS.....	72
Fig. 17 Eficiencia exergética para diferentes grosores de la Ai.....	73
Fig. 18 Eficiencia exergética para diferentes grosores de la Pa.....	73
Fig. 19 Eficiencia exergética para diferentes grosores de la ML.....	74
Fig. 20 Eficiencia exergética para diferentes alturas entre la Pa-Ai.....	75
Fig. 21 Eficiencia exergética para la variación del ancho del colector.....	75
Fig. 22 Eficiencia exergética para la variación de la longitud del colector	75
Fig. 23 Eficiencia exergética para los modelos obtenidos	77
Fig. 24 Eficiencia energética para los modelos obtenidos	78
Fig. 25 Generación de Entropía para los modelos obtenidos.....	80

LISTA DE TABLAS

Table 1 Parámetros a , b y $n = 3/\psi$ para diferentes formas de nanopartículas.	43
Table 2 Correlaciones de propiedades termo-físicas de nanofluidos.....	44
Table 3 Propiedades termo-físicas del agua y nanopartículas solidas.	44
Tabla 4 Comparación de la Temperatura del fluido de trabajo con Agua.	63
Tabla 5 Comparación de la Temperatura del fluido de trabajo con Al ₂ O ₃ tipo esferica.	63
Tabla 6 Parámetros Geométricos de diseño.....	64
Tabla 7 Propiedades de los materiales	64
Tabla 8 Condiciones de Operación	65
Tabla 9 Temperaturas (°C) en el fluido de trabajo (Forma Cuchilla y m 0.0035 kg/s.).....	65
Tabla 10 Materiales para la Cubierta Superior.	66
Tabla 11 Materiales para la placa absorbedora.....	67
Tabla 12 Materiales para el Aislante	68
Tabla 13 Materiales para La Placa Base	69
Tabla 14 Materiales para el Aislante.	72
Tabla 15 Condiciones de Finales de Operación.....	77
Tabla 16 Generación de Entropía para los diferentes modelos obtenidos	79

LISTA DE ECUACIONES

{1} Relación Carga/Masa	36
{2} Energía Total de un Sistema	36
{3} Flujo Masico	36
{4} Transferencias de Calor	37
{5} Balance de Energía	37
{6} Incremento de Energía	37
{7} Mecanismos de transferencia	37
{8} Principio de Conservación de la Masa	38
{9} Trabajo de Flujo	38
{10} Energía Total de un Fluido en Movimiento	38
{11} Energía Transportada por la masa	38
{12} Balance de Energía General	39
{13} Balance de Energía Flujo no Estacionario	39
{14} Eficiencia del colector solar	39
{15} Balance de energía del colector	40
{16} Radiación Extraterrestre incidente	40
{17} Radiación Extraterrestre incidente	40
{18} Ángulo Diario	40
{19} Radiación Extraterrestre Horizontal	41
{20} Irradiancia Directa	41
{21} Razón de la Radiación Directa sobre una Superficie Inclinada	41
{22} Irradiancia Difusa	41
{23} Radiación Solar en una Hora	42
{24} Conductividad Térmica del Nanofluido	42
{25} Conductividad Térmica Hamilton	42
{26} Viscosidad	43
{27} Viscosidad Batchelor	43
{28} Densidad por Pack-Cho	44
{29} Capacidad Calorífica	44
{30} Número de Nusselt	45
{31} Número de Nusselt	45
{32} Entropía	47
{33} Transferencia de Exergía	47
{34} Eficiencia Exergética	48
{35} Eficiencia η_{II}	48
{36} Método RKF	49
{37} Balance de Energía	52
{38} Balance de Energía	52
{39} Ecuación de Balance	52
{40} Balance Cubierta Superior	52
{41} Balance Placa Absorbedora	53
{42} Balance Fluido de Trabajo	53
{43} Balance Aislamiento	53
{44} Balance Placa Base	53
{45} Balance Marco Lateral	53
{46} Balance CS	53
{47} Balance PA	54

{48} Balance FT.....	54
{49} Balance AI	54
{50} Balance PB	54
{51} Balance ML.....	54
{52} Temperatura Media	55
{53} Área del Colector.....	55
{54} Balance de Energía.....	55
{55} Coeficiente Convección cs_a	55
{56} Temperatura Media	55
{57} Número de Nusselt	55
{58} Coeficiente Radiación cs_a	55
{59} Coeficiente Convección pb_cs	55
{60} Temperatura Media	56
{61} Número de Nusselt	56
{62} Número de Rayleigh	56
{63} Coeficiente de Expansión Volumétrica.....	56
{64} Difusividad Térmica	56
{65} Coeficiente Radiación pa_cs	56
{66} Coeficiente Conducción.....	56
{67} Coeficiente Convección pa_ft	56
{68} Número de Nusselt	57
{69} Número de Nusselt	57
{70} Número de Nusselt	57
{71} Propiedades de Nusselt.....	57
{72} Coeficiente Radiación pa_ai	57
{73} Coeficiente Convección ft_ai	57
{74} Coeficiente Total de Perdida Lateral	57
{75} Eficiencia Energética.....	58
{76} Eficiencia Térmica	58
{77} Caída de Presión	58
{78} Flujo Laminar	59
{79} Flujo Turbulento	59
{80} Exergía de Entrada.....	59
{81} Exergía de Salida.....	59
{82} Eficiencia Energética.....	59
{83} Eficiencia Energética.....	59
{84} Eficiencia Exergética.....	60
{85} Eficiencia Exergética.....	60
{84} Entropía	60
{85} Entropía	60
{86} RMSE	62

INTRODUCCIÓN

En un mundo donde la demanda energética crece exponencialmente, el uso eficiente de fuentes renovables ha tomado una importancia crítica. La energía solar, en particular, ofrece un recurso inagotable y limpio que puede satisfacer las necesidades energéticas actuales sin comprometer el medio ambiente. Los sistemas de captación de energía solar, como los colectores solares, juegan un rol clave en la conversión de la radiación solar en energía térmica. No obstante, la eficiencia de estos sistemas sigue siendo un reto tecnológico, debido a las pérdidas térmicas y a la limitada capacidad de los fluidos tradicionales para transferir calor de manera efectiva.

En este contexto, los nanofluidos han emergido como una tecnología innovadora y prometedora para mejorar la eficiencia de los colectores solares. Los nanofluidos son suspensiones de nanopartículas en un fluido base, lo que les confiere propiedades térmicas significativamente superiores a las de los fluidos convencionales. Al mejorar la conductividad térmica y reducir las pérdidas de calor, los nanofluidos pueden incrementar la cantidad de energía capturada y transferida en los sistemas solares térmicos. Esta mejora es especialmente importante en aplicaciones donde la eficiencia es crítica, como en la calefacción de espacios, la generación de agua caliente sanitaria y los procesos industriales.

La importancia del presente trabajo radica en varios aspectos. En primer lugar, el creciente avance en la síntesis y caracterización de nanofluidos ha hecho que su implementación sea cada vez más accesible y económicamente factible. Los costos de producción de nanopartículas han disminuido, y su integración en sistemas energéticos promete un alto retorno en términos de eficiencia energética. En segundo lugar, la capacidad de los nanofluidos para mejorar la transferencia de calor y, por lo tanto, reducir el tamaño y los costos operativos de los colectores solares, es un factor clave que podría acelerar su adopción comercial.

Asimismo, este trabajo responde a la necesidad urgente de encontrar soluciones más sostenibles para la gestión energética. Al mejorar la eficiencia de los colectores solares, se reduce la dependencia de fuentes de energía fósil, lo que contribuye significativamente a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. De esta manera, los sistemas solares optimizados con nanofluidos no solo se vuelven más competitivos desde el punto de vista técnico y económico, sino que también ofrecen un impacto ambiental positivo, alineándose con los objetivos globales de desarrollo sostenible y mitigación del cambio climático.

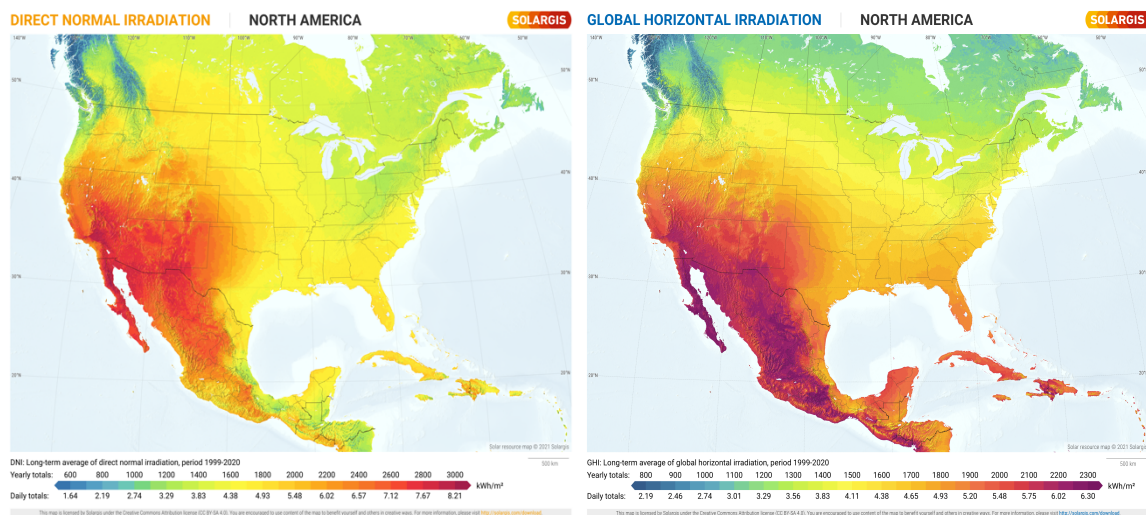
Por lo tanto, explorar el uso de nanofluidos en colectores solares representa una oportunidad viable y relevante para avanzar en la transición hacia un sistema energético más limpio, eficiente y accesible. Esta investigación busca ofrecer una contribución significativa a este campo en expansión, proporcionando conocimientos que pueden ser aplicables tanto en proyectos de investigación como en implementaciones industriales a gran escala.

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES

1.1 Introducción.

En la actualidad, las energías renovables se han establecido en todo el mundo como una importante fuente de energía. Su rápido crecimiento, particularmente en el sector eléctrico, es impulsado por diversos factores, incluyendo el aumento de la rentabilidad de las tecnologías renovables; iniciativas de política aplicada; un mejor acceso al financiamiento; seguridad energética y cuestiones de medio ambiente; demanda creciente de energía en economías en desarrollo y emergentes; y la necesidad de acceso a una energía modernizada. En consecuencia, en los países en desarrollo están surgiendo mercados nuevos, tanto para la energía renovable centralizada como para la distribuida [1].

México cuenta con un enorme potencial en recursos renovables, y gracias a las reformas implementadas en el sector energético, se han eliminado barreras que impedían el desarrollo de proyectos y tecnologías [2]. En mapas proporcionados por el servicio en línea del grupo Solargis podemos observar el potencial que tiene México, tanto en la irradiación global



horizontal como en la irradiación directa normal, para explotar tecnologías como los colectores solares.

Fig. 1 Mapas de Irradiación en México

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante solar en calor. Un colector solar difiere en varios aspectos de los intercambiadores de calor más convencionales. Este último normalmente realiza un intercambio de fluido a fluido con altas velocidades de transferencia de calor y con la radiación como un factor sin importancia. En el colector solar, la transferencia de energía es de una fuente lejana de energía radiante a un fluido [3].

El colector solar de placa plana o Flat plate collector (FPC) transforma la energía solar en térmica empleando un panel compuesto por una cubierta acristalada, que permite el paso de la radiación solar hasta incidir y ser absorbida por la superficie selectiva de una placa absorbente.

En la Fig. 2 se observa un corte transversal de un FPC en donde se diferencia cada uno de sus componentes. La energía térmica después de ser absorbida en la placa absorbidora se transfiere al interior del colector por donde circula el fluido caloportador, para finalmente pasar a un sistema de almacenamiento, o ser utilizado de manera directa [4]. La pérdida de calor del sistema se reduce utilizando aislante térmico en la parte inferior y en los laterales de la carcasa; asimismo, la cubierta de vidrio cumple la función de minimizar las pérdidas de calor por convección y radiación desde la placa absorbidora al ambiente [5].

Los FPC tienen la particularidad de aprovechar la radiación solar directa y difusa; sin embargo, por ser estacionarios reciben menos energía por unidad de área del colector [6]. Estos dispositivos actúan en un intervalo de baja temperatura ($< 100\text{ }^{\circ}\text{C}$) y, por tener una estructura simple a comparación con otros colectores, poseen un bajo costo en el mercado[7].

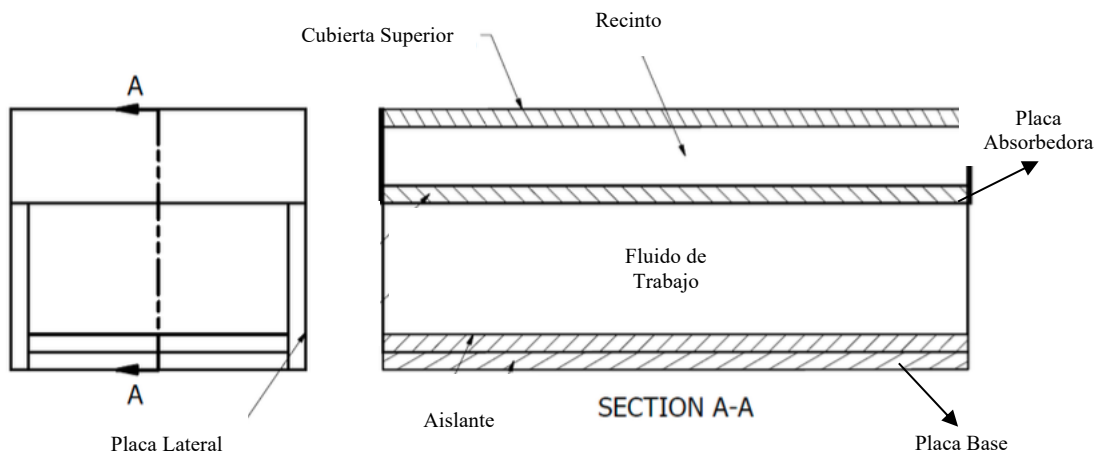


Fig. 2 Modelo de un colector de placas planas.

Los cuales son: 1. Cubierta superior, 2. Recinto, 3. Placa absorbidora, 4. Fluido de trabajo, 5. Aislante, 6. Placa base, 7. Placa lateral [8].

Los colectores solares de placa plana han demostrado ser una tecnología eficaz para la conversión de la energía solar en energía térmica. Sin embargo, la optimización de estos sistemas sigue siendo un desafío, especialmente en condiciones ambientales variables.

1.2 Antecedentes

1.2.1 Colectores Solares de Placa Plana.

La energía solar ha sido objeto de estudio y desarrollo durante décadas debido a su potencial como fuente de energía limpia y renovable. Dentro de este campo, los colectores solares de placa plana han emergido como una de las tecnologías más utilizadas para la conversión de la energía solar en energía térmica. A lo largo de los años, se han realizado diversos estudios orientados a mejorar la eficiencia de estos sistemas, explorando variables como el diseño de la placa absorbedora, las propiedades de los materiales utilizados y las condiciones de operación.

En 1981 se realiza el análisis de los colectores solares de placa planas por Bejan et al. [9] dónde se basaron en un modelo simple para el funcionamiento del colector solar. Este modelo adimensional simple, que ignora las pérdidas por fricción, lo utiliza para estudiar colectores isotérmicos y no isotérmicos. En el caso de colectores isotérmicos obtienen la temperatura óptima de operación como una función de la temperatura ambiente y la temperatura de estancamiento. Para el caso de colectores no isotérmicos los autores suponen que el flujo se encuentra en equilibrio térmico con la superficie del colector, y obtienen el flujo de masa óptimo como una función de la temperatura ambiente, la temperatura de estancamiento y la temperatura de salida del colector.

Otro análisis de la década de los ochenta fue planteado por Altfeld et al. [10] quienes utilizaron un análisis de exergía, en el cual determinan las irreversibilidades en varios modelos de colectores solares considerando condiciones de estado estable, efectos de borde despreciados, flujo de aire constante en colector, la conducción de calor en la dirección del flujo despreciada, propiedades ópticas constantes, cubierta transparente opaca a la radiación de onda larga y cielo tratado como cuerpo negro con una temperatura igual a la temperatura ambiente. Estudian el efecto de la adición de superficies extendidas en las irreversibilidades del sistema y en el desempeño de este tipo de colectores.

En años más recientes Mouna Hamed [11] evaluó la energía y el rendimiento de la energía de un colector solar integrado de material de cambio de fase (PCM) con almacenamiento de calor latente en condiciones transitorias. Desarrollaron un modelo teórico basado en la primera y la segunda ley de la termodinámica para predecir el comportamiento térmico del sistema. Proponen una capa de PCM integrada en los tubos de transferencia de calor de un colector solar de placa plana para almacenar energía y proporcionar agua caliente. Determinaron el rendimiento del sistema durante los procesos de carga y descarga, utilizando un análisis de energía y exergía. Demostraron que el sistema con almacenamiento tiene una ventaja significativa en comparación con el colector solar convencional.

Por otro lado, respecto a los modelos de radiación útiles para poder aplicarlos en modelos de colectores solares de placas planas en régimen transitorio. J. Trashorras [12] analizó los procesos de atenuación de la radiación solar y revisaron los trabajos científicos en este campo, específicamente los modelos analíticos para el cálculo de la irradiancia solar, así como establecer un método alternativo para calcular la magnitud de la presión atmosférica global. Desarrollaron un nuevo método muy rápido y preciso para cuantificar las irradiancias solares en cualquier sitio. Su análisis muestra que los parámetros requeridos son solo el tipo de

clima, la altitud y el estado de la atmósfera, también permite cuantificar la influencia del grado de turbidez en irradiaciones directas y difusas. Este método fue implementado y caracterizado en México utilizando la información meteorológica de 74 estaciones meteorológicas ubicadas en diferentes climas del país.

K.N. Shukla [13] hace el enorme trabajo de presentar la comparación de los diferentes modelos empíricos utilizados para la estimación de la radiación solar en una superficie inclinada.

1.2.2 Optimización de Colectores Solares de Placa Plana.

En el año 2001, Torres et al. [14] presentaron un problema de diseño de colectores solares planos basados en el número de generación de entropía y el número de flujo de masa durante la conversión solar-térmica. Determinaron las condiciones óptimas de funcionamiento del colector solar como el caudal másico óptimo para el área de colector fija y el área de recogida para la temperatura óptima del fluido de salida para un caudal másico.

En un trabajo posterior, Ibarra et al. [15] establecieron una metodología generalizada para determinar la temperatura óptima de funcionamiento y la longitud óptima del caudal del fluido de trabajo por medio de un modelo termo hidráulico desarrollado a partir del punto de vista de la primera y segunda ley. Se derivan relaciones para diferentes disposiciones de conductos de aire y placas de absorción, que pueden usarse para calcular el rendimiento térmico óptimo para una aplicación específica y una geometría de colector solar dada. Estas relaciones se vinculan con condiciones finitas de operación para sistemas de tamaño finito, incluyendo las irreversibilidades debidas a la caída de presión del fluido de trabajo en dispositivos solares.

Hasta este punto los trabajos de exergía eran escasos, pero en el año 2005 I. Luminoso et al. [16] llevaron a cabo un estudio exergético basado en simulación numérica con la que obtuvieron una expresión para la eficiencia de colectores solares de placas planas como función del área del colector; este estudio se limita a colectores solares con áreas entre 0 y 10 m^2 y para flujos de masa entre 0 y 0.0076 kg/s .

De la misma manera Gupta y Kaushik [17] consideraron un colector que consiste en una cubierta de cristal plana y una placa de absorción plana con una placa de fondo paralela bien aislada, formando un paso de relación de aspecto de alto ducto (la relación entre anchura de colector y profundidad de conducto de colector) a través de la cual fluye el fluido a calentar. Establecieron los parámetros óptimos de rendimiento para la entrega exergía máxima durante la recolección de energía solar en un calentador solar de placa plana. Esta entrega de exergía máxima la determinaron al optimizar la relación de aspecto óptima (relación de longitud a anchura de la placa de absorción) y la profundidad óptima del conducto (la distancia entre el absorbedor y las placas de fondo). Las velocidades de salida de energía y de exergía del calentador de aire solar se evaluaron para varios valores de relación de aspecto (AR) del colector, caudal másico por unidad de área de la placa de colector (G) y profundidad del conducto del calentador solar (H) para determinar el efecto de estos sobre la energía, así como sobre la tasa de producción de exergía.

Al año siguiente Farahat et al. [18] desarrollaron una optimización exergética de los colectores solares de placas planas para determinar el rendimiento óptimo y los parámetros de diseño de estos sistemas de conversión de energía solar a térmica. Realiza un análisis de energía y exergía para evaluar el rendimiento térmico y óptico, los caudales y pérdidas de exergía, así

como la eficiencia exergética. En este análisis se consideraron como variables los siguientes parámetros geométricos y de funcionamiento: el área de la placa absorbente, las dimensiones del colector solar, el diámetro de las tuberías, el caudal másico, la entrada de fluido, la temperatura de salida, el coeficiente de pérdida global, etc. Implementaron un programa computacional para determinar el comportamiento de la eficiencia exergética en función del caudal másico del fluido y del área de la placa absorbente.

1.2.3 Análisis de Colectores Solares de Placa Plana para el Calentamiento de Aire.

Hasta este punto todos los análisis térmicos realizados son sencillos al considerar el modelo de colector como un todo, es decir, un solo elemento. En el 2011 Miguel Baritto y Bracamontes [19] desarrollaron y validaron un modelo adimensional para describir el comportamiento térmico de un colector solar de placas planas no isotérmico sin cubierta transparente. Determinaron las ecuaciones de balance de energía para la placa de absorción, para el flujo de aire y para la placa de fondo. Estimaron los coeficientes de transferencia de calor y coeficientes de fricción, determinaron las propiedades térmicas del aire para obtener un sistema de ecuaciones adimensionales. Usaron un código en Matlab para resolver las ecuaciones por diferencias finitas. Obtuvieron gráficas de la variación de la temperatura de salida con la relación de aspecto longitudinal para diferentes relaciones de aspecto transversales, la relación de θ_0 con la relación de aspecto transversal para diferentes relaciones de aspecto longitudinal y una ecuación no dimensional para la temperatura de salida en función de los parámetros de diseño.

Miguel Baritto y Bracamontes [20] continuaron su trabajo en el año siguiente y ampliaron su modelo propuesto anteriormente de ecuaciones de balance de energía y ecuaciones adimensionales para incluir la ecuación de balance de entropía en su forma adimensional. Su modelo básicamente consiste en un canal de sección rectangular. La placa superior, o de absorción, recibe la radiación solar difusa y directa, absorbiendo gran parte de la misma. Parte del calor absorbido por la placa es transferido por convección desde la misma hacia el aire que es forzado a fluir dentro del canal. La placa del fondo se encuentra térmicamente aislada, mientras que los lados laterales del canal se consideran adiabáticos. Con la finalidad de encontrar la distribución de temperatura en todos los componentes del colector plantearon una ecuación de balance de flujo de energía en ambas placas, y en el volumen de control de longitud diferencial. Modificaron su código para implementarlo al nuevo modelo. Obtuvieron gráficas para observar la distribución de temperaturas e irreversibilidades a lo largo del colector y determinaron la influencia de los parámetros de diseño en el número de generación de entropía.

Y para complementar Miguel Baritto y Bracamonte [21] emplearon sus modelos anteriores para generar una base de datos que abarca un amplio rango de parámetros de operación que, a criterio de los autores, se puede obtener en la práctica. El modelo se desarrolló bajo las siguientes consideraciones: el colector solar opera en condiciones estacionarias, no se considera la variación temporal de la irradiación solar; sólo se consideran gradientes de temperaturas en la dirección del flujo, por lo tanto la distribución de temperatura es unidimensional; la temperatura es uniforme en la dirección perpendicular a las placas, debido a su baja resistencia térmica; tanto las placas como el aire se consideran no isotérmicos, el aire

dentro del colector se considera un gas ideal, y transparente a la radiación de cualquier longitud de onda, por lo que no participa en el proceso de transferencia de calor por radiación entre las placas. Modificaron su código para obtener una ecuación de ajuste que representa a las superficies de número de generación de entropía en función de las relaciones de aspecto.

Ya fue hasta el 2013 que Miguel Baritto y Bracamonte [22] desarrollaron un análisis para los colectores solares de placas planas sin acristalamiento, consistentes en un conducto con tres lados aislados y el otro expuesto al sol. Para ello se mejora el modelo de Baritto y Bracamonte [23] incluyendo la ecuación de transporte de entropía en una forma no dimensional. El modelo se resuelve para una amplia gama de condiciones de funcionamiento y se aplica el método de minimización de entropía para determinar el diseño óptimo de los colectores solares de placa plana sin cubierta de vidrio. Para medios prácticos se propone un método simple para determinar las relaciones de aspecto óptimas en función del número de flujo de masa y la temperatura de salida del aire, con respecto a que en la mayoría de los diseños prácticos estos dos últimos parámetros son impuestos por la aplicación. Las ecuaciones del balance se escriben con las siguientes consideraciones: el colector solar funciona bajo condiciones de estado estacionario, las temperaturas sólo cambian en la dirección del flujo, la conducción de calor a través de las placas es despreciable, el aire dentro del colector es transparente a la radiación de longitud de onda larga y los lados laterales son adiabáticos. Modificaron su código para implementar su nuevo modelo. Realizaron optimización correlacionando la temperatura de salida y el número de generación de entropía como funciones de las relaciones de aspecto y el número de flujo másico.

De igual manera Mahdi Hedayatizadeh [24] presentó un modelo para calentamiento de Aire. Realizaron un análisis exergético en profundidad de un calentador de aire solar con placa corrugada y doble paso / acristalado con base a términos de pérdida de exergía. Determinaron su análisis de exergía con respecto a las pérdidas exergéticas internas / externas, la eficiencia exergética se optimiza considerando cuatro variables independientes de distancia entre los dos acristalamientos adyacentes, la altura de las ondulaciones en V, el área del calentador y el caudal másico total. Concluyeron determinando los valores óptimos de las cuatro variables consideradas que produjeron la máxima eficiencia exergética. Entre los términos de pérdida de exergía, el que se originó de la diferencia de temperatura entre el sol y el absorbente tuvo el papel más importante, el término de pérdida de exergía relacionada con la óptica ocupó la segunda posición en comparación con otros tres términos restantes de pérdida de exergía. Las magnitudes de otros tres términos de pérdida de exergía no fueron muy notables.

Fue con Iuliana Soriga [25] que, aunque presenta un modelo para calentamiento de agua su procedimiento de siete elementos en régimen transitorio, muestra un procedimiento más complejo aplicable a los colectores solares de placas planas útil también para los modelos de calentamiento de aire. Estimaron cuánto dependen los efectos de la inercia térmica en las dos características del régimen radiativo. Desarrollaron y probaron un modelo de colector solar inestable en comparación con los datos proporcionados por el fabricante y las mediciones independientes. Las simulaciones las realizaron bajo el clima continental templado de Timisoara (Rumania, Europa del Este). Seleccionaron cuatro días de verano y cuatro días de invierno, que abarcan diferentes clases relativas de sol y diferentes niveles de estabilidad del régimen radiativo.

Al año siguiente se retoman los colectores solares de aire, M.M. Matheswaran [26] investigó analíticamente una eficiencia de exergía del calentador de aire solar de placa de chorro de doble conducto de una sola pasada (SPDDJPSAH, Single Pass Double Duct Jet Plate Solar Air Heater). Sus análisis lo realizaron para diferentes caudales de masa, relación de paso de flujo, relación de paso y diámetro de chorro. Y presentaron los efectos de estas variables en la eficiencia.

Arsham Mortazavi y MehranAmeri [27] fueron quienes ejecutan un análisis de exergía convencional en un colector de placa plana simple y un colector de placa plana con lámina metálica delgada aplicable a nuestro modelo. Utilizaron modelos matemáticos diseñados utilizando ecuaciones de balance de energía desarrolladas para cada componente. Presentaron los efectos del número de Reynolds, la profundidad del canal y la intensidad de la radiación en la aniquilación de exergía de cada componente, el proceso lo realizaron mediante el análisis de exergía convencional.

Para finales del 2019, Gustavo y Guillermo [8] hacen una caracterización térmica y un análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas para calentamiento de aire, que constituye la base de esta investigación con la diferencia que ahora se trabaja con nanofluidos y más adelante se considerará trabajar con una red neuronal artificial. En este trabajo Gustavo realiza el análisis de irreversibilidades de colectores solares de aire de placas planas con cubierta para su optimización basada en el criterio de máxima exergía. Para esto se plantea una metodología dividida en dos etapas. En la etapa 1 se desarrolla el modelo matemático de colector solar de placas planas con cubierta que opera bajo condiciones transitorias en base a balances de energía para diferentes elementos seleccionados del colector. Además, se determinan las expresiones de exergía de entrada y destrucciones exergéticas involucradas en el colector. En la etapa 2 se resuelve numéricamente el modelo implementando el método de Runge Kutta Fehlberg en el programa MATLAB. En la presentación de los resultados del análisis paramétrico o de sensibilidad se obtienen los efectos de la variación de los materiales y los parámetros geométricos fundamentales del colector en la eficiencia exergética. Por último, se realiza la optimización del colector haciendo uso de la técnica de algoritmo genético tomando como función objetivo la eficiencia de segunda ley de la termodinámica o eficiencia exergética.

1.2.4 Análisis de Colectores Solares de Placa Plana para el Calentamiento de Nanofluidos.

Se daba inicio a unas cuantas investigaciones donde se implementaban los nanofluidos como fluido de trabajo y fue Faizal et al. [28] que en 2014 analizaron de manera energético, económico y ambiental un colector solar de placa plana operado con nanofluido de SiO₂, analizaron el impacto en el rendimiento, el flujo de fluido, la transferencia de calor, la economía y el medio ambiente de un colector solar térmico de placa plana mediante el uso de nanofluido de dióxido de silicio como medio absorbente. El análisis se basó en diferentes caudales volumétricos y diferentes fracciones volumétricas de nanopartículas. El estudio ha indicado que los nanofluidos que contienen pequeñas cantidades de nanopartículas tienen un mayor coeficiente de transferencia de calor y también una mayor eficiencia energética y exergética que los fluidos base. La viscosidad medida de los nanofluidos es mayor que la del agua, pero tiene un efecto insignificante sobre la caída de presión y la potencia de bombeo. El

uso de nanofluido de SiO₂ en un colector solar también podría ahorrar 280 MJ más de energía incorporada, compensando 170 kg menos de emisiones de CO₂ y teniendo un período de recuperación más rápido de 0,12 años en comparación con los colectores solares convencionales a base de agua.

El análisis de colectores solares de placas continua por Farzad Jafarkazemi [29] el cual toma lo necesario para adaptarlo a un modelo de calentamiento de nanofluidos. Presentando un modelo teórico y completo para el análisis de la energía y la exergía de colectores solares de placa plana a través del cual se puede examinar el efecto de todos los parámetros de diseño sobre el rendimiento. Examinaron el efecto de parámetros como la velocidad y el caudal del fluido, el tipo de fluido de trabajo y el grosor del aislamiento posterior en la energía y la eficiencia de la exergía del colector. Concluyeron que las eficiencias energéticas y de exergía tienen comportamientos contradictorios en muchos casos. Mientras que un aumento en la temperatura de entrada del fluido conduce a una disminución en la eficiencia energética del colector, conduce a un aumento general en la eficiencia de la exergía incluso a su máximo. De manera similar, aunque un aumento en el índice de flujo de masa conduce a un aumento en la eficiencia energética del colector, tiene un efecto inverso en la eficiencia de la exergía. La mayoría de las destrucciones de exergía ocurren durante el proceso de absorción en la placa de absorción del colector. El aumento de la temperatura del agua de entrada y la disminución del caudal másico de agua pueden ser eficaces para disminuir estas destrucciones.

El mismo año, Ehsan Shojaeizadeh [30] con su modelo de calentamiento de agua presentaron un estudio sobre la optimización de la eficiencia exergética de un colector solar de placa plana basado en nanofluido. Tomaron en cuenta la optimización de la eficiencia exergética cuando se supone que los parámetros de la radiación solar y la temperatura ambiente son incontrolables y presentaron una amplia gama de datos transitorios de condiciones climáticas que pueden tener lugar durante la primavera y el verano de Kermanshah (Irán). Desarrollaron una correlación exponencial decreciente adecuada en función de los valores de T_a/G_t (relación de temperatura ambiente a radiación solar) para la eficacia de exergía optimizada y también para controlar parámetros (caudal másico de fluido, concentración de volumen de nanopartículas y temperatura de entrada del colector).

Por otro lado, Issue [31] realizó una simulación numérica de un nanofluido Al₂O₃-H₂O como agente de transferencia de calor para un Colector solar de placa plana, realizando un modelo para simular numéricamente el rendimiento de transferencia de calor de un nanofluido a base de agua Al₂O₃ como sistema de trabajo. Fluido para colectores solares de placa plana. Se desarrolla un modelo numérico considerando las características y el desempeño del colector utilizando agua como sistema de referencia. El modelo se modifica para considerar las propiedades termofísicas del nanofluido y el potencial consecuente impactando en la transferencia de calor por convección dentro de los tubos en términos del número de Nusselt para comparar la eficiencia del colector cuando se utiliza un nanofluido. en el caso de que sólo se utilice agua. Se simula un nanofluido de alúmina-agua con concentraciones volumétricas variables de nanopartículas para demostrar la aplicabilidad del modelo. El coeficiente de transferencia de calor por convección calculado, la eficiencia mejorada, el caudal másico alterado, el calor del colector, el factor de eliminación y el coeficiente de pérdida de calor concuerdan bien con la tendencia de los datos experimentales disponibles.

Iniciando el año 2017 fue cuando se empezó a popularizar el estudio de estos sistemas con un fluido de trabajo más innovador, Alper Mete [32] realizó el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana basado en nanofluidos: un estudio numérico transitorio dónde presentó un enfoque de transferencia de calor transitoria para determinar la inercia térmica de cada componente, como vidrio, aire atrapado, absorbente y fluido de trabajo para colectores solares de placa plana basados en nanofluidos. Los análisis se realizaron con agua y tres concentraciones volumétricas diferentes de nanopartículas de Al_2O_3 : 1%, 2% y 3%. El caudal másico del fluido de transferencia de calor varía en un amplio rango, entre 0,004 y 0,06 kg/s, para demostrar el efecto de las propiedades termofísicas con diferentes números de Reynolds de flujo. Es digno de mención que los nanofluidos pueden aumentar la eficiencia térmica de los FPSC a caudales más bajos y, más allá de un caudal crítico, el fluido base se convierte en un fluido de trabajo eficaz. Para el estudio actual, se determina que el caudal crítico es 0,016 kg/s.

Usando nanofluidos en un sistema solar fotovoltaico/térmico, Asmaa Ahmed [33] presenta los estudios recientes relacionados con el enfriamiento de sistemas solares fotovoltaicos (PVT), concentrados fotovoltaicos térmicos (CPVT) y otros sistemas solares que utilizan nanofluidos. Además, el artículo considera la definición de nanofluidos, tipos de nanopartículas, métodos de preparación de nanofluidos y propiedades termofísicas de las nanopartículas y fluidos bases más comunes.

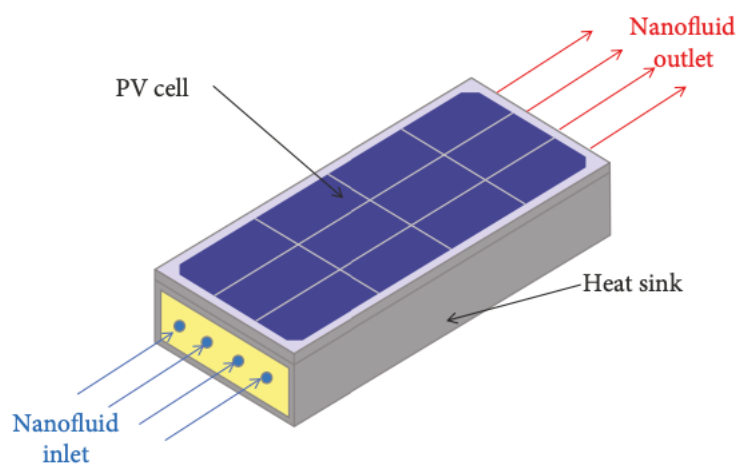


Fig. 3 Diagrama del sistema solar fotovoltaico/térmico con nanofluidos.

En esta investigación se revisan los principales factores que afectan la conductividad térmica del nanofluido según la literatura.

De igual manera, Javaniyan [34] evaluó el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana basado en nanofluidos, donde se investigó experimental y analíticamente el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana (FPSC). El nanofluido estudiado es SiO_2 /agua desionizada con una concentración volumétrica de hasta el 0,6% y un diámetro de nanopartículas de 20 a 30 nm. El modelado se realizó con base en el estándar ASHRAE y se compararon entre sí para validar el modelo desarrollado. El modelo dinámico se basa en el

balance energético en un volumen de control. El sistema de ecuaciones derivadas se resuelve empleando un esquema implícito en diferencias finitas. Además, se han investigado exhaustivamente la conductividad térmica y la viscosidad del nanofluido de SiO₂. El análisis de los parámetros característicos de la eficiencia del colector solar reveló que el efecto de las nanopartículas en la mejora del rendimiento es más pronunciado a valores más altos de temperatura reducida. La eficiencia térmica, la temperatura de salida del fluido de trabajo y también la temperatura de la placa absorbente del modelado se han confirmado mediante verificación experimental. Se ha logrado una concordancia satisfactoria entre los resultados.

Así mismo Ghassan [35] mejora de la transferencia de calor del colector solar térmico utilizando nanofluidos, intentó demostrar cambios en el comportamiento de la transferencia de calor cuando se utilizan óxido de níquel (NiO), óxido de aluminio (Al₂O₃) y óxido de cobre (CuO) como nanofluidos en volúmenes de concentración de 0,05, 0,075 y 0,1%. Para ello se construyó un colector solar cónico utilizando láminas de acero públicas locales. En el interior del cono se utiliza un acolchado aislante de espuma de poliuretano. La energía del sol se concentra en la superficie absorbente mediante una fina lámina de aluminio reflectante.

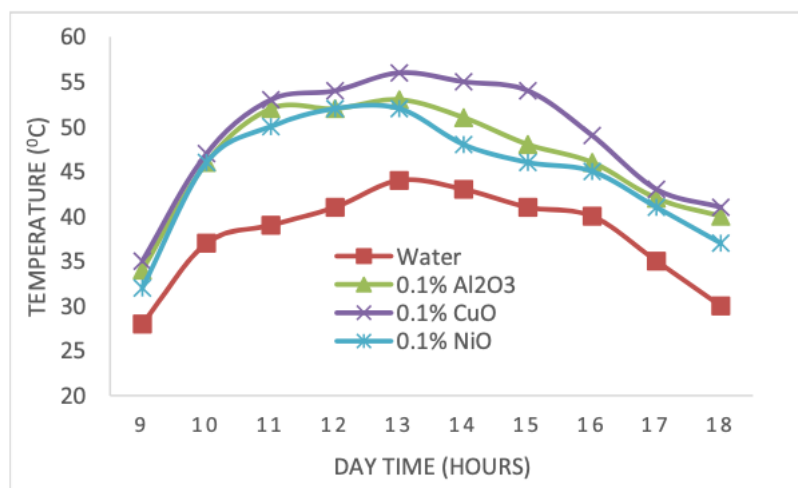


Fig. 4 Comparación de la temperatura para los nanofluidos.

Los resultados como se muestran en la Fig. 4 nos indican que la adición de nanopartículas puede aumentar la tasa de transferencia de calor y los nanofluidos de CuO tienen un mejor aumento en la transferencia de calor que los nanofluidos de Al₂O₃ o NiO-agua, donde los nanofluidos de CuO al 1% aumentan la eficiencia hasta en un 7% en comparación con el agua.

Para el 2020, Zafar et al. [36] presentan avances en el estudio exergético, económico y ambiental de un colector solar basado en nanofluidos donde se han analizado numerosos modelos numéricos y los principales fenómenos físicos que afectan la tasa de transferencia de calor en el nanofluido. En la segunda parte, se realizó una revisión exhaustiva para recoger y discutir las nuevas ventajas de los colectores solares basados en nanofluidos que operan a temperaturas bajas y medias. Se descubrió que el uso de nanofluidos generalmente mejora la eficiencia del colector hasta un 5%, mientras que se pueden encontrar mejoras mayores en la energía fotovoltaica térmica.

Syam et al. [37] hicieron una transferencia de calor, energía y eficiencia exergía de nanofluidos de nanodiamante/agua que circulan en un colector solar de placa plana, donde evaluó la transferencia de calor, la potencia de bombeo y el factor de fricción. Se midieron propiedades termofísicas experimentalmente y se desarrollaron modelos de correlación de regresión para obtener la conductividad térmica, la viscosidad, el calor específico y la densidad de nanofluidos. Los experimentos indican que la eficiencia térmica del colector de agua es del 53%; sin embargo, se incrementa al 74% para una concentración en volumen del 1,0% de nanofluido de ND/agua en el FPC. La eficiencia exergética aumenta al 7,21%; La destrucción de exergía y la generación de entropía térmica se reducen al 5,14% y 5,81%, y la generación de entropía por fricción se incrementa al 23% con una carga de partículas del 1,0% y un número de Reynolds de 10.098,1, en comparación con los datos del agua. La cifra de Nusselt aumenta hasta el 32,31% al 1,0% vol. de nanofluido con un número de Reynolds de 10.098,1, con una penalización del factor de fricción del 26,77% en comparación con la concentración de agua. Además, también se realizan análisis ambientales, energéticos y de costos del colector para agua y nanofluidos ND/agua. Se proponen ecuaciones de regresión relevantes para evaluar el número de Nusselt y el factor de fricción.

Siendo una novedad el uso de nanofluidos para la transferencia de calor, Balaji [38] hace un estudio de nanofluidos en colectores solares. Donde ha estudiado las propiedades de los nanofluidos y la aplicación de colectores solares con nanofluidos.

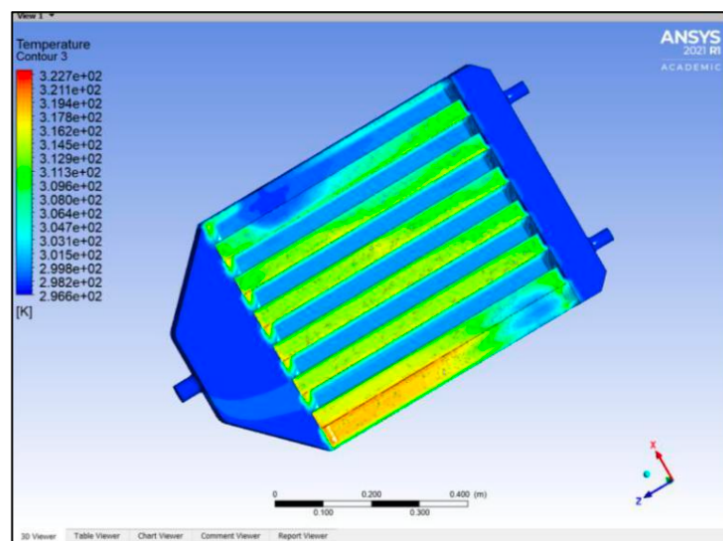


Fig. 5 Temperatura del colector solar plano con CuO-Wate.

Como podemos notar en la Fig. 4 se tuvieron en cuenta diferentes fluidos caloportadores y fue simulado utilizando el software Aspen FLUENT en un colector solar de placa plana.

Husam [39] trabajó en su investigación e hizo mejorar el rendimiento de los captadores solares térmicos variando la concentración y el diámetro de las nanopartículas de dióxido de silicio, donde examinó numéricamente la influencia de diferentes concentraciones y diámetros de nanopartículas de dióxido de silicio en la relación de mejora del número de Nusselt y el factor de fricción para colectores solares térmicos (STC). El modelo CFD fue diseñado para mostrar la influencia del flujo de agua/SiO₂ y agua pura dentro de la

tubería en la mejora del rendimiento del STC. Se utilizan diferentes concentraciones de nanopartículas de SiO₂ ($\phi = 1\text{--}4\%$) con varios diámetros de nanopartículas ($d_p = 20\text{--}50\text{ nm}$). El agua/SiO₂ y el agua pura fluyen con diferentes números de Reynolds que van desde 5.000 a 30.000. Los números promedio de Nusselt Nu_{avg} mejoraron al aumentar los números de Reynolds para ambos fluidos. El Nu_{avg} aumenta con el aumento de la concentración de nanopartículas de SiO₂. El agua/SiO₂ con una concentración de nanopartículas de ($\phi = 5\%$) y un diámetro de nanopartículas de ($d_p = 20\text{ nm}$) tiene el número de Nusselt más alto. Nu_{avg} mejora un 25 % con el flujo de nanofluido de agua/SiO₂ en Re = 5000 y un 15 % de flujo en Re = 30 000. Se observa que el factor de fricción cutánea disminuye con el aumento del número de Reynolds para ambos fluidos. El nanofluido de agua/SiO₂ tiene un factor de fricción cutánea más alto que el agua pura. El Nu_{avg} mejoró en un 31% con el número de Reynolds más bajo usando agua/nanofluido de SiO₂ como fluido de trabajo con un cambio en la concentración de nanopartículas de SiO₂ de ($\phi = 1\%$) a ($\phi = 4\%$) y mejoró en un 42% en el número de Reynolds más alto de 30.000. La disminución del diámetro de las nanopartículas provocó un aumento del número de Nusselt en todos los números de Reynolds. Las nanopartículas de SiO₂ de menor tamaño ($d_p = 20\text{ nm}$) proporcionan el número de Nusselt más alto. Las nanopartículas de SiO₂ de menor tamaño ($d_p = 20\text{ nm}$) proporcionan la mayor proporción de mejora para el número de Nusselt en STC. Esta investigación ha confirmado que el flujo de agua/SiO₂ con nanopartículas de AL₂O₃ al 5% (diámetro de 20 nm) tiene una influencia significativa en la mejora de la transferencia de calor para mejorar la eficiencia térmica de STC.

Para el siguiente año Muhammad [40] hizo un análisis energético, exergético y económico (3E) de un colector solar de placa plana utilizando un novedoso nanofluido respetuoso con el medio ambiente. Investigó los efectos de nuevos nanofluidos de agua y nanotubos de carbono multipared tratados con ácido gálico funcionalizados covalentemente de color verde sobre el rendimiento de los colectores solares de placa plana.

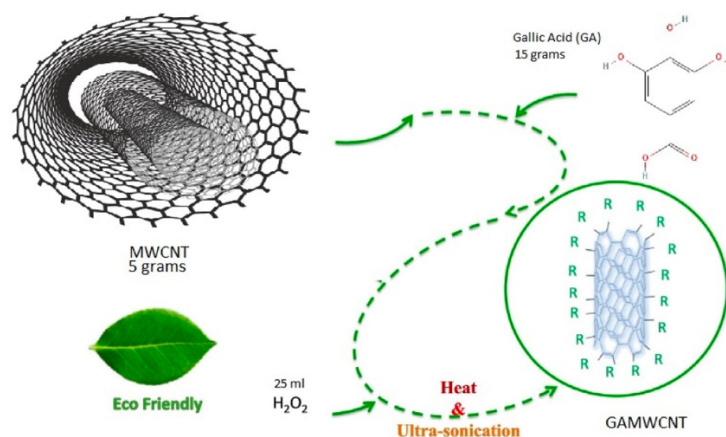


Fig. 6 Presentación de la Gráfica del proceso de síntesis.

Los GAMWCNT son muy estables en el fluido base, de acuerdo con técnicas de análisis de estabilidad, incluida la espectroscopia ultravioleta-visible y la potencial zeta. La evaluación

experimental muestra que las propiedades termofísicas del nanofluido son mejores que las del agua desionizada del fluido base. El análisis energético, exergético y económico se realizan utilizando concentraciones de 0,025%, 0,065% y 0,1% en peso de agua GAMWCNT a diferentes caudales máscicos de 0,010, 0,0144, 0,0188 kg/s. La introducción del nanofluido GAMWCNT mejoró el rendimiento térmico de los colectores solares de placa plana en términos de eficiencia energética y exergética. Hay una mejora de la eficiencia con el aumento del flujo de calor, el caudal máscico y la concentración de peso, pero se observa una disminución a medida que aumenta la temperatura de entrada. Según los hallazgos experimentales, la mayor mejora en la eficiencia energética es del 30,88 % para una concentración del 0,1 % en peso de nanofluido GAMWCNT a 0,0188 kg/s en comparación con el fluido base. La eficiencia exergética del colector aumenta con el aumento de la concentración de peso, mientras que disminuye con el aumento del caudal. La mayor eficiencia exergética se logra con una concentración de GAMWCNT del 0,1 % y un caudal máscico de 0,010 kg/s. Los nanofluidos GAMWCNT tienen valores más altos de factor de fricción en comparación con el fluido base. Hay un pequeño incremento en la potencia de bombeo relativa al aumentar la concentración de peso de nanofluido. Se alcanzan valores del índice de rendimiento superiores a 1 para todas las concentraciones de GAMWCNT. Cuando el colector solar térmico está en funcionamiento a 0,0188 kg/s y una concentración de 0,1% en peso de nanofluido GAMWCNT, se logra la mayor reducción de tamaño, 27,59%, en comparación con un colector solar de placa plana con agua como fluido de transferencia de calor.

1.3 Planteamiento del problema.

Los colectores solares de placas planas para el calentamiento de nanofluidos están principalmente limitados por las propiedades de la placa absorbidora (que tan eficiente es la transferencia de calor entre esta placa y el fluido en movimiento dentro del colector). Además, altos flujos volumétricos pueden provocar pérdidas por fricción considerables. Esto sumado a malos diseños, impactan en la eficiencia del colector.

El diseño de dispositivos para la conversión de la radiación solar en energía térmica presenta un rendimiento que no es óptimo desde el punto de vista de parámetros geométricos y propiedades físicas de materiales y/o eficiencia de segunda ley de la termodinámica. La transferencia de calor y la fricción entre el fluido y las placas, son fuentes de irreversibilidades en los colectores. Minimizar estas irreversibilidades o pérdidas de energía útil (generación de entropía) es el enfoque inmediato para mejorar los diseños.

1.4 Objetivos.

1.4.1 Objetivo general

Realizar la caracterización térmica y optimización de colectores solares de placas planas para el calentamiento de nanofluidos basada en el criterio de máxima exergía en nuestras condiciones ambientales.

1.4.2 Objetivos específicos

- I. Determinar el modelo matemático para la simulación del comportamiento térmico del colector de placas planas con cubierta y realización del análisis exergético.

Actividades:

- a. Revisión de artículos y revistas publicadas relacionadas con los colectores solares de placas planas.
- b. Planteamiento del modelo físico de colector de placas planas con cubierta indicando los mecanismos de transferencia de calor.
- c. Determinación del balance de energía en diferentes componentes seleccionados del colector.

- II. Realizar el análisis de sensibilidad o paramétrico del colector solar implementando el modelo en un código de computación.

Actividades:

- a. Selección del método numérico para la solución del modelo matemático utilizado para realizar la caracterización térmica del dispositivo.
- b. Escritura del código computacional.
- c. Obtención de los perfiles de temperatura de cada componente del colector.
- d. Presentación y análisis de resultados numéricos correspondientes al análisis de sensibilidad o paramétrico.

- III. Encontrar condiciones óptimas de operación del colector tomando en cuenta tanto parámetros geométricos como propiedades termo-físicas de los materiales.

Actividades:

- a. Establecimiento de las expresiones necesarias para la realización del análisis exergético (exergía de entrada, exergía ganada o útil y eficiencia exergética).
- b. Determinación de parámetros óptimos con mínima generación de entropía.
- c. Presentación y análisis de resultados numéricos.

1.5 Justificación.

Los colectores solares de placa plana, en particular, son ampliamente utilizados debido a su simplicidad y costo-efectividad, además que es una fuente de energía limpia y abundante [41]. Las principales aplicaciones de los colectores solares son la obtención de agua caliente sanitaria, climatización de piscinas, calefacción en hogares, refrigeración solar, invernaderos agrícolas, producción de hidrógeno, generación de electricidad, precalentamiento de agua en procesos industriales del sector alimentario, sistemas de lavado de coches, lavanderías, secadores, sencillas desaladoras por destilación, entre otras [42]. Cada una de estas aplicaciones requiere un estudio específico del colector para obtener el diseño adecuado.

El uso de nanofluidos como medio de transferencia térmica en colectores solares ha surgido como una solución prometedora para mejorar la eficiencia de estos sistemas. Los nanofluidos, que son suspensiones de nanopartículas en un fluido base, han demostrado mejorar significativamente las propiedades térmicas del fluido, como la conductividad térmica y la capacidad de transferencia de calor [43].

No obstante, la optimización del rendimiento de los colectores solares que utilizan nanofluidos requiere un análisis detallado y la minimización de las irreversibilidades térmicas [44].

Siendo la exergía una propiedad que permite determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en algún estado especificado. También denominada disponibilidad o energía disponible [45]. Al realizar la optimización del colector para la obtención de la máxima exergía según las condiciones ambientales del estado de Chiapas obtendremos un diseño apto para nuestro estado que marcara con seguridad el potencial y las limitaciones prácticas que tiene este tipo colector en aplicaciones.

1.6 Organización de tesis.

Esta tesis estará constituida por cinco capítulos:

Capítulo 1: se presenta una revisión bibliográfica relacionada con los colectores solares de placas planas discutiendo los resultados fundamentales obtenidos en el análisis energético y exergético de estos. Se muestra el planteamiento del problema a resolver, los objetivos a alcanzar y la justificación del estudio.

Capítulo 2: marco teórico formado por los fundamentos teóricos del análisis termodinámico y la transferencia de calor que están implicados en el estudio de los colectores solares de placas planas. Además, se indican los fundamentos de la cinemática solar y del método numérico de solución que se utilizará.

Capítulo 3: se presenta el modelo matemático para el análisis energético y exergético, se indica la metodología implementada para lograr los objetivos planteados.

Capítulo 4: se presentan los resultados obtenidos de los cálculos con el código de programación.

Capítulo 5: se culmina con la conclusión de todo el estudio.

1.7 Conclusión.

En este capítulo se describió brevemente el panorama actual de los colectores solares de placas planas para calentamiento de nanofluidos. Además, se indicaron los estudios ya existentes acerca de la optimización de los colectores ya mencionados y otros tipos similares, lo cual da un panorama de que metodología plantearon y que análisis realizaron para poder optimizar o simplemente obtener un resultado. Con base en esto se logró determinar el problema a resolver permitiendo plantear los objetivos a alcanzar de manera adecuada y su justificación correspondiente.

1.8 Referencias

- [1] REN 21. Energías renovables 2016 reporte de la situación mundial.
- [2] SENER. Reporte de avances de energías limpias primer semestre 2016. México, 2016.
- [3] John A. Duffie, William A. Beckman. Solar Engineering of Thermal Processes. Fourth Edition. John Wiley & Sons, Inc. 2013.
- [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, 2018.
- [5] M. P. Islam and T. Morimoto, “Advances in low to medium temperature non-concentrating solar thermal technology,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 2066–2093, 2018.
- [6] M. Ghazouani, M. Bouya, and M. Benaissa, “Thermo-economic and exergy analysis and optimization of small PTC collectors for solar heat integration in industrial processes,” *Renewable Energy*, vol. 152, pp. 984–998, 2020.
- [7] G. Barone, A. Buonomano, C. Forzano, and A. Palombo, “Chapter 6 - solar thermal collectors,” in *Solar Hydrogen Production*, F. Calise, M. D. D’Accadia, M. Santarelli, A. Lanzini, and D. Ferrero, Eds. Academic Press, 2019, pp. 151–178.
- [8] G. Espinosa, G. Ibáñez, “Caracterización térmica y análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas para calentamiento de aire”. Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables. 2019.
- [9] A. Bejan, D.W. Kearney, F. Kreith. Second law analysis and synthesis of solar collector systems. *Journal of solar energy engineering*. Vol. 103/23. February 1981.
- [10] K. Altfeld, W. Leiner, M. Fiebig. Second law optimization of flat-plate solar air heaters, part I. *Solar energy*. Vol. 41. Pp. 127-132. 1988.
- Bracamonte-Baran Johane Hans, Baritto-Loreto Miguel Leonardo. Análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas no isotérmicas para calentamiento de aire utilizando un modelo adimensional. *Ingeniería investigación y tecnología*. Vol. 14. Pp. 237-247. 2013.
- [11] Mouna Hamed, Ali Fallah, Ammar Ben Brahim. Numerical analysis of charging and discharging performance of an integrated collector storage solar water heater. *International of hydrogen energy*. Vol. 4 2. Pp 8777 – 8789. 2017.
- [12] Antonio J. Gutiérrez-Trashorrasa, Eunice Villicaña-Ortiz, Eduardo Álvarez-Álvarez, Juan M. González-Caballín, Jorge Xiberta-Bernata, María J. Suarez-López. Attenuation processes of solar radiation. Application to the quantification of direct and diffuse solar irradiances on horizontal surfaces in Mexico by means of an overall atmospheric transmittance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 81. Pp 93–106. 2018.
- [13] K.N. Shukla, Saroj Rangnekarb, K. Sudhakar. Comparative study of isotropic and anisotropic sky models to estimate solar radiation incident on tilted surface: A case study for Bhopal, India. *Energy Reports*. Vol. 1. Pp 96 – 103. 2015.
- [14] E. Torres-Reyes, B. A. Ibarra-Salazar, J. G. Cervantes-De G. Thermoeconomic analysis at optimal performance of non-isothermal flat-plate solar collectors. *Applied Thermodynamics*. Vol. 4. Pp. 103-109. June 2001.

- [15] E. Torres-Reyes, B. A. Ibarra-Salazar, J. G. Cervantes-De Gortari, M. Picon-Nuñez. A design method of flat-plate solar collectors base on minimum entropy generation. *Exergy Int. J.* Vol. 1. Pp. 46-52. 2001.
- [16] I. Luminosu, L. Fara. Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy*. Vol. 30. Pp. 731-747. 2005.
- [17] M. K. Gupta, S. C. Kaushik. Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater. *Energy*. Vol. 33. Pp. 1691-1702. 2008.
- [18] S. Farahat, F. Sarhaddi, H. Ajam. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*. Vol. 34. Pp. 1169-1174. 2009.
- [19] Miguel Baritto, Johane Bracamonte. A dimensionless model for the outlet temperature of a nonisothermal flat plate solar collector for air heating. *Solar energy*. Vol. 86. Pp. 647-653. 2012.
- [20] Bracamonte-Baran Johane Hans, Baritto-Loreto Miguel Leonardo. Análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas no isotérmicas para calentamiento de aire utilizando un modelo adimensional. *Ingeniería investigación y tecnología*. Vol. 14. Pp. 237-247. 2013.
- [21] Miguel Baritto, Johane Bracamonte. Ecuación aproximada para la generación de entropía en colectores solares planos no isotérmicos para calentamiento de aire. *Revista iberoamericana de ingeniería mecánica*. Vol. 17. Pp. 149-162. 2013.
- [22] Farzad Jafarkazemi, Emad Ahmadifard. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*. Vol. 56. Pp 55 - 63. 2013.
- [23] Mahdi Hedayatzadeh, Faramarz Sarhaddi, Ali Safavinejad, Faramarz Ranjbar, Hossein Chaji. Exergy loss-based efficiency optimization of a double-pass/glazed v-corrugated plate solar air heater. *Energy*. Vol. 94. Pp 799 – 810. 2016.
- [24] Mahdi Hedayatzadeh, Faramarz Sarhaddi, Ali Safavinejad, Faramarz Ranjbar, Hossein Chaji. Exergy loss-based efficiency optimization of a double-pass/glazed v-corrugated plate solar air heater. *Energy*. Vol. 94. Pp 679 – 702. 2016.
- [25] Iuliana Soriga, Viorel Badescu. Thermal inertia of flat-plate solar collectors in different radiative Regimes. *Energy Conversion and Management*. Vo. 111. Pp 27 – 37. 2016.
- [26] M.M. Matheswaran, T.V. Arjunanb, D. 2018. Somasundaram. Analytical investigation of solar air heater with jet impingement using energy and exergy analysis. *Solar Energy*. Vol. 161. Pp. 25–37.
- [27] FUMEC. Programa innovación orientada, energía solar.
- [28] M. Faizal, R. Saidur, “Energy, economic, and environmental analisys of a flat-plate solar collector operated with SIO2 nanofluido”. Department of Engineering. 2015.
- [29] 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, 2018.
- [30] Matheswaran, T.V. Arjunanb, D. 2018. Somasundaram. Analytical investigation of solar air heater with jet impingement using energy and exergy analysis. *Solar Energy*. Vol. 161. Pp. 25–37.
- [31] Javier María Méndez Muñiz, Rafael Cuervo García, Bureau Veritas Formación. *Energía solar térmica*. 3ra edición. Fundación confemetal. Madrid.
- [32] Alper Mete, “Thermal performance of a nanofluid-based flat plate solar collector: A transient numerical study” Dokuz Eylul University. 2017.
- [33] Asmaa Ahmed, Hasan Baig, “Use of Nanofluids in Solar PV/Thermal Systems”Hindawi, 2019.

- [34] H. Javaniyan, "Thermal performance evaluation of a nanofluid-based flat-plate solar collector2. Akadémiai Kiadó. 2019.
- [35] Ghassan Fadhil, W. Abdullah, "Optimización de transferencia de calor de un colector solar usando nanofluidos. De Gruyter. 2022.
- [36] Zafar Said, "Recent advances on nanofluids for low to medium temperature solar collectors: energy, exergy, economic analysis and environmental impact" National Technical University of Athens, Greece. 2021.
- [37] L. Syam Sundar, "Heat transfer, energy, and exergy efficiency enhancement of nanodiamond/water nanofluids circulate in a flat plate solar collector". Center for Mechanical Technology and Automation. 2021.
- [38] B. Balaji, "Estudio de nanofluidos en un colector solar", VIT Univerty, 2022.
- [39] Husam, "Improve the performance of solar thermal collectors by varying the concentration and nanoparticles diameter of silicon dioxide" Open Engineering. 2022.
- [40] A. Muhammad, A. Naveed, "Energy, exergy and economic (3E) analysis of flat-plate solar collector using novel environmental friendly nanofluid", Nature Portfolio. 2023.
- [41] Shahram Delfani, Mostafa Esmeaili, "Aplicacion de Redes Neuronales Artificiales para optimización y predicción de un nanofluido directo en absorción de un colector solar".2019.
- [42] A. Elsheikh, "Modelación de un sistema solar usando inteligencia artificial" Solar Energy. 2019.
- [43] S. Mohd, A. Saleh, "Análisis de irreversibilidad mediante redes neuronales del nanofluido híbrido para la optimización de colectores solares", Majmaah University. 2023.
- [44]Javier María Méndez Muñiz, Rafael Cuervo García, Bureau Veritas Formación. Energía solar térmica. 3ra edición. Fundación confemetal. Madrid.
- [45] Yunes A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica, séptima edición. McGraw-Hill. 2011.
- [46] S. E. Gustafsson, "Transient plane source techniques for thermal conductivity and thermal diffusivity measurements of solid materials," Rev. Sci. Instrum., vol. 62, no. 3, pp. 797-804, Mar. 1991.
- [47] W. Yu and H. Xie, "A Review on Nanofluids: Preparation, Stability Mechanisms, and Applications," J. Nanomater., vol. 2012, pp. 1-17, Jan. 2012.
- [48] A. K. Azad, "Application of Artificial Neural Networks in Energy Systems: A Review," Int. J. Energy Res., vol. 33, no. 1, pp. 13-32, Jan. 2009.

CAPÍTULO 2: FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 Introducción.

Antes de abordar el desarrollo y análisis del modelo propuesto en esta investigación, es esencial establecer las bases teóricas y conceptuales que sustentan su formulación. Estos fundamentos no sólo garantizan el rigor científico del estudio, sino que también permiten contextualizar la innovación y aplicabilidad del trabajo dentro de su ámbito específico. Dado que el modelo aquí planteado involucra un enfoque multidisciplinario, se requiere una revisión exhaustiva de principios derivados de la física, las matemáticas, los métodos numéricos, la cinemática solar y las propiedades de los materiales, así como de tecnologías emergentes como los nanofluidos.

2.2 Energía, transferencia de energía y análisis general de energía.

2.2.1 Formas de energía.

La energía puede existir en varias formas: térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear, cuya suma conforma la energía total E de un sistema, la cual se denota por unidad de masa mediante e y se expresa como

$$e = \frac{E}{m} \quad \{1\} \text{ Relación Carga/Masa}$$

Dos grupos conforman la energía total de un sistema: macroscópicas (cinética y potencial, por ejemplo) y microscópicas (energía interna, U). La energía total de un sistema consta sólo de las energías cinética, potencial e interna, y se expresa como

$$E = U + EC + EP = U + M \frac{V^2}{2} + mgz \quad \{2\} \text{ Energía Total de un Sistema}$$

Los volúmenes de control están relacionados con el flujo de un fluido, por esto se incorpora el flujo másico, $\dot{m}$, que es la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_t V_{prom} \quad \{3\} \text{ Flujo Masico}$$

2.2.2 Transferencia de energía por calor.

La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: calor y trabajo. El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura. El calor es energía en transición y se reconoce sólo cuando cruza la frontera de un sistema. Una vez en el exterior, el calor transferido se vuelve parte de la energía interna de éstos. Así, en termodinámica el

término calor significa simplemente transferencia de calor. La transferencia de calor de un sistema por unidad de masa se denota como q y se determina a partir de

$$q = \frac{Q}{m} \quad \{4\} \text{ Transferencias de Calor}$$

2.2.3 La primera ley de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de conservación de la energía, establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma.

2.2.4 Balance de energía

El principio de conservación de la energía se expresa como: el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sist} \quad \{5\} \text{ Balance de Energía}$$

2.2.5 Incremento de la energía de un sistema, $\Delta E_{sistema}$.

Para determinar el cambio de energía de un sistema durante un proceso se requiere evaluar la energía del sistema al principio y al final del proceso y encontrar su diferencia. Es decir

$$\Delta E_{sist} = E_{fin} - E_{ini} = E_2 - E_1 = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad \{6\} \text{ Incremento de Energía}$$

Donde ΔU es igual a $m(u_2 - u_1)$, ΔEC es igual a $\frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$ y ΔEP es igual a $mg(z_2 - z_1)$

2.2.6 Mecanismos de transferencia de energía, $E_{entrada}$ y E_{salida} .

La energía se puede transferir hacia o desde un sistema en tres formas: calor, trabajo y flujo másico. El balance de energía se expresa de modo explícito como

$$E_{ent} - E_{sal} = (Q_{ent} - Q_{sal}) + (W_{ent} - W_{sal}) + (E_{masa.ent} - E_{masa.sal}) = \Delta E_{sist} \quad \{7\} \text{ Mecanismos de transferencia}$$

2.3 Análisis de masa y energía de volúmenes de control.

2.3.1 Conservación de la masa.

La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza. Al igual que la energía, la masa es una propiedad conservada y que no puede crearse ni destruirse durante un proceso. Para volúmenes de control, la masa puede cruzar las fronteras, de modo que se debe mantener un registro de la cantidad de masa que entra y sale.

2.3.2 Principio de conservación de la masa.

El principio de conservación de la masa para un volumen de control se expresa como: la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo Δt es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante Δt . Es decir, considerando todas las entradas y salidas

$$\sum_{ent} \dot{m} - \sum_{sal} \dot{m} = \frac{dm_{vc}}{dt} \quad \{8\} \text{ Principio de Conservación de la Masa}$$

2.3.3 Trabajo de Flujo y energía de un fluido en movimiento.

En los volúmenes de control hay flujo de masa a través de sus fronteras y se requiere trabajo para introducirla o sacarla del volumen de control. Este trabajo se conoce como trabajo de flujo o energía de flujo, y se requiere para mantener un flujo continuo a través de un volumen de control. El trabajo de flujo por unidad de masa es:

$$W_{fl} = Pv \quad \{9\} \text{ Trabajo de Flujo}$$

2.3.4 Energía total de un fluido en movimiento.

El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma adicional de energía, la energía de flujo. Entonces la energía total de un fluido en movimiento por unidad de masa, sabiendo que $Pv + u$ es la entalpía h , es

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + ec + ep) = h + ec + ep = h + \frac{V^2}{2} + gz \quad \{10\} \text{ Energía Total de un Fluido en Movimiento}$$

2.3.5 Energía transportada por la masa.

Como θ es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa m es simplemente

$$E_m = m\theta \quad \{11\} \text{ Energía Transportada por la masa}$$

2.3.6 Análisis de energía de sistemas de flujo estacionario.

Un proceso de flujo estacionario se define como un proceso durante el cual un fluido fluye de manera estacionaria por un volumen de control. Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general escrito de manera explícita es

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}\theta \quad \{12\} \text{ Balance de Energía General}$$

2.3.7 Análisis de procesos de flujo no estacionario.

Muchos procesos tienen que ver con cambios dentro del volumen de control con el tiempo. Esta clase de procesos se conocen como de flujo no estacionario o flujo transitorio. A diferencia de los procesos de flujo estacionario, los procesos de flujo no estacionario comienzan y terminan en algún tiempo finito en lugar de continuar indefinidamente. El balance de energía para un sistema de flujo transitorio se puede expresar de forma explícita como

$$\left(\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}\theta \right) - \left(\dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}\theta \right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{sist} \quad \{13\} \text{ Balance de Energía Flujo no Estacionario}$$

Donde $\theta = h + ec + ep$ es la energía de una corriente de fluido en alguna entrada o salida por unidad de masa, y $e = u + ec + ep$ es la energía en el fluido estático dentro del volumen de control por unidad de masa.

2.4 Energía Solar Térmica Y Colectores Solares De Placa Plana.

La energía solar térmica es una tecnología que convierte la radiación solar en energía térmica, la cual puede ser utilizada para diversas aplicaciones, como la generación de electricidad, calefacción y calentamiento de agua. Entre los dispositivos más comunes para capturar y utilizar esta energía se encuentran los colectores solares de placa plana, los cuales se caracterizan por su diseño sencillo, bajo costo y fácil mantenimiento.

Principio de Funcionamiento

Los colectores solares de placa plana consisten en una superficie absorbente que captura la radiación solar y la convierte en calor. Este calor es transferido a un fluido de trabajo que circula a través de tuberías conectadas a la superficie absorbente. El fluido calentado puede ser utilizado directamente o almacenado para su uso posterior. La eficiencia de estos colectores depende de varios factores, incluyendo la calidad de los materiales, el diseño del sistema y las condiciones ambientales. La eficiencia de estos sistemas en la práctica se puede expresar mediante la siguiente ecuación

$$\eta = \frac{Qu}{A_c G} \quad \{14\} \text{ Eficiencia del colector solar}$$

Donde η es la eficiencia del colector solar, Qu es la tasa de energía útil obtenida (W), A_c es el área del colector (m^2), G es la irradiancia solar incidente (W/m^2).

Y el balance de energía en el colector puede describirse como:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_f - T_i) \quad \{15\} \text{ Balance de energía del colector}$$

Donde $\dot{m}$ es el flujo de masa del fluido (kg/s), C_p es la capacidad calorífica específica del fluido (J/kgK), T_f es la temperatura final del fluido (K), T_i es la temperatura inicial del fluido (K).

2.5 Radiación Solar

2.5.1 La constante Solar

La radiación emitida por el sol y su relación espacial con la tierra dan como resultado una intensidad casi fija de radiación solar fuera de la atmósfera terrestre. La constante solar GCS es la energía del sol por unidad de tiempo recibida sobre una superficie unitaria de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación a una distancia media tierra-sol fuera de la atmósfera. El Centro Mundial de Radiación (WRC) ha adoptado un valor de 1367 W/m², con una incertidumbre del orden del 1%.

2.5.2 Variación de la radiación terrestre

La radiación extraterrestre depende de la época del año. Una ecuación simple con precisión adecuada para la mayoría de los cálculos de ingeniería viene dada por

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right) \quad \{16\} \text{ Radiación Extraterrestre incidente}$$

Donde G_{on} es la radiación extraterrestre incidente en el plano normal a la radiación en el día n del año.

Una ecuación más precisa

$$G_{on} = G_{cs} (1.000110 + 0.034221 \cos B + 0.001280 \sin B + 0.000719 \cos 2B + 0.000077 \sin 2B) \quad \{17\} \text{ Radiación Extraterrestre incidente}$$

Donde G_{on} es la radiación extraterrestre incidente en el plano normal a la radiación en el día n del año y B es dado por

$$B = \frac{(n - 1)360}{365} \quad \{18\} \text{ Ángulo Diario}$$

2.5.3 Radiación extraterrestre en superficie horizontal.

Para una superficie horizontal en cualquier momento entre el amanecer y el atardecer tenemos que:

$$G_o = G_{cs} \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta)$$

{19} Radiación
Extraterrestre
Horizontal

Donde G_o es la Radiación extraterrestre en superficie horizontal, G_{cs} es una constante de valor 1367 (W/m²), n es el número de día del año, ϕ es la latitud del lugar, δ es la declinación del día, ω es el ángulo horario.

2.5.4 Irradiancia Directa sobre una superficie horizontal.

Esta es la cantidad de energía solar recibida directamente desde el sol por unidad de área y por unidad de tiempo. Está dada por la siguiente ecuación:

$$I_b = I_{bn} \cos \theta_z$$

{20} Irradiancia Directa

Donde $\cos \theta_z$ es el coseno del ángulo cenital solar, dado por $\cos \theta_z = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos h$. Donde ϕ es la Latitud del lugar, δ es la declinación solar, que varía con el día del año, h es el ángulo horario solar, que depende de la hora del día.

2.5.5 Relación de radiación directa en superficie inclinada a la superficie horizontal

El factor geométrico R_b , es la razón de radiación directa sobre la superficie inclinada respecto a la superficie horizontal en cualquier momento.

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos \theta}{G_{b,n} \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z}$$

{21} Razón de la Radiación Directa sobre
una Superficie Inclinada

Donde θ es el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre la superficie inclinada, θ_z es el ángulo cenital solar, el ángulo entre la vertical y la línea que conecta al observador con el sol.

2.5.6 Irradiancia Difusa sobre una superficie horizontal

Es la cantidad de energía solar que llega a la superficie terrestre después de haber sido dispersada por la atmósfera. Puede ser estimada mediante modelos empíricos o teóricos y podemos obtener una aproximación mediante:

$$I_d = I_g - I_b \cos \theta_z$$

{22} Irradiancia Difusa

2.5.7 Radiación en superficies inclinadas: cielo isotrópico.

El modelo difuso isotrópico, fue derivado por Liu y Jordania. Se consideró que la radiación en la superficie inclinada incluía tres componentes: directa, difusión isotrópica y radiación solar reflejada difusamente desde el suelo. Así, la radiación solar total sobre la superficie inclinada durante una hora es la suma de tres términos:

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad \{23\} \text{ Radiación Solar en una Hora}$$

Donde β es el Ángulo de inclinación de la superficie respecto a la horizontal. Es el ángulo que forma la superficie inclinada con el plano horizontal, ρ_g es el Coeficiente de reflectancia del suelo. Representa la fracción de la irradiancia global reflejada por el suelo que es capturada por la superficie inclinada.

2.6 Nanofluidos en Sistemas de Transferencia de Calor

Los nanofluidos son una clase innovadora de fluidos que contienen nanopartículas en suspensión, típicamente con diámetros menores a 100 nanómetros. Estas nanopartículas pueden estar hechas de metales, óxidos metálicos, carbones y otros materiales con alta conductividad térmica.

La utilización de nanofluidos en colectores solares puede llevar a una mejora significativa en la eficiencia térmica del sistema. Estudios han demostrado que los nanofluidos pueden aumentar la tasa de absorción de calor y reducir las pérdidas térmicas, resultando en un mejor rendimiento general del colector solar.

2.6.1 Propiedades Termo-físicas de los nanofluidos

Los nanofluidos presentan mejoras significativas en las propiedades térmicas en comparación con los fluidos bases convencionales. Estas mejoras incluyen una mayor conductividad térmica, mejor capacidad calorífica y mayor coeficiente de transferencia de calor. Estas propiedades hacen que los nanofluidos sean ideales para su uso en aplicaciones de transferencia de calor, como los colectores solares de placa plana.

Los nanofluidos mejoran las propiedades térmicas del fluido base, principalmente la conductividad térmica (k) y la capacidad calorífica (C_p). La conductividad térmica efectiva (k_{nf}) de un nanofluido puede estimarse mediante la ecuación de Maxwell-Garnett:

$$K_{nf} = K_f \left(\frac{K_p + 2K_f + 2\phi(K_p - K_f)}{K_p + 2K_f - \phi(K_p - K_f)} \right) \quad \{24\} \text{ Conductividad Térmica del Nanofluido}$$

Donde K_{nf} es la conductividad térmica del nanofluido, K_f es la conductividad térmica del fluido base, K_p es la conductividad térmica, ϕ es la fracción volumétrica de la nanopartícula. También tenemos la conductividad térmica (de Hamilton and Crosser)

$$K_{nf} = K_f \left(\frac{K_s + \left(\frac{3}{\psi} - 1 \right) K_f + \left(\frac{3}{\psi} - 1 \right) \phi (K_s + K_f)}{K_s + \left(\frac{3}{\psi} - 1 \right) K_f - \phi (K_s - K_f)} \right) \quad \{25\} \text{ Conductividad Térmica Hamilton}$$

Donde K_{nf} es la conductividad térmica del nanofluido, K_f es la conductividad térmica del fluido base, K_s es la conductividad térmica de la nanopartícula, ϕ es la fracción volumétrica

de la nanopartícula, ψ es la razón entre el largo y el diámetro de la partícula (para esferas, $\psi = 1$). Este modelo se puede adaptar fácilmente para incluir nanopartículas de formas no esféricas modificando el valor de ψ .

2.6.2 Viscosidad

La viscosidad es una medida de la resistencia de un fluido a fluir. Representa la fricción interna que ocurre cuando diferentes capas de un fluido se mueven a diferentes velocidades. Los fluidos con alta viscosidad, como la miel, fluyen más lentamente que los fluidos con baja viscosidad, como el agua. La viscosidad para los nanofluidos se representa de la siguiente manera:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu(T)}{(1 - \phi)^{2.51}} \quad \{26\} \text{ Viscosidad}$$

Para la Viscosidad dinámica (Einstein-Batchelor) tenemos:

$$\eta_{nf} = (1 + a\phi + b\phi^2)\eta_f \quad \{27\} \text{ Viscosidad Batchelor}$$

Donde η_{nf} es la viscosidad del nanofluido, a es un coeficiente que depende de la naturaleza de la suspensión, b es un coeficiente que depende de la naturaleza de la suspensión, ϕ es la fracción volumétrica de las nanopartículas, η_f es la viscosidad.

Para diferentes formas de nanopartículas, los valores de a y b se presentan en tablas empíricas. Donde estos valores muestran que las nanopartículas con formas más alargadas o irregulares (como placas o cilindros) tienden a aumentar más la viscosidad del nanofluido debido a mayores interacciones y restricciones al flujo.

	<i>Spherical</i>	<i>Blade</i>	<i>Brick</i>	<i>Platelet</i>	<i>Cylindrical</i>
					
a	2.5	14.6	1.9	37.1	13.5
b	6.2	123.3	471.4	612.6	904.4
ψ	1	0.36	0.81	0.52	0.62
$n = 3/\psi$	3	8.3	3.7	4.83	5.7

Table 1 Parámetros a , b y $n = 3/\psi$ para diferentes formas de nanopartículas.

2.6.3 Densidad

La densidad es la masa por unidad de volumen de un fluido. Es una propiedad que indica cuán concentrada está la masa en un volumen dado de un fluido. La densidad para los nanofluidos se representa de la siguiente manera:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s$$

{28} Densidad por Pack-Cho

Donde ρ_{nf} es la densidad del nanofluido, ϕ es la fracción volumétrica de la nanopartícula, ρ_f es la densidad del fluido base, ρ_s es la densidad de la nanopartícula.

2.6.4 Capacidad calorífica

La capacidad calorífica (C_p) es la cantidad de calor necesaria para cambiar la temperatura de una unidad de masa de un fluido en un grado. La capacidad calorífica para los nanofluidos se representa de la siguiente manera:

$$C\rho_{nf} = (1 - \phi)(C\rho)_f + \phi(C\rho)_s$$

{29} Capacidad Calorífica

Donde $C\rho_{nf}$ es la capacidad calorífica del nanofluido, ϕ es la fracción volumétrica de la nanopartícula, $(C\rho)_f$ es la capacidad calorífica del fluido base, $(C\rho)_s$ es la capacidad calorífica de la nanopartícula.

Property	Correlation
Density	$\frac{\rho_{nf}}{\rho_f} = (1 - \phi) + \phi \frac{\rho_s}{\rho_f}$
Heat capacitance	$\frac{(\rho C)_{nf}}{(\rho C)_f} = (1 - \phi) + \phi \frac{(\rho C)_s}{(\rho C)_f}$
Dynamic viscosity	$\frac{\eta_{nf}}{\eta_f} = (1 + a\phi + b\phi^2)$
Thermal conductivity	$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + (n - 1)k_f + (n - 1)\phi(k_s + k_f)}{k_s + (n - 1)k_f - \phi(k_s - k_f)}$

Table 2 Correlaciones de propiedades termo-físicas de nanofluidos.

	Al ₂ O ₃	CuO	TiO ₂	H ₂ O
Specific heat [J/kgK]	765	531	686.2	4179
Thermal conductivity [W/mK]	40	33	8.9528	0.613
Dynamic viscosity [kg/ms]	--	--	--	8.91x10 ⁻⁴
Density [kg/m ³]	3970	6300	4250	997.1
Thermal diffusivity [m ² /s]	1.31x10 ⁻⁵	9.86x10 ⁻⁶	3.07x10 ⁻⁶	1.47x10 ⁻⁷

Table 3 Propiedades termo-físicas del agua y nanopartículas solidas.

2.7 Transferencia de calor

La termodinámica trata de los estados de equilibrio y de los cambios desde un estado de equilibrio hacia otro. Por otra parte, la transferencia de calor se ocupa de los sistemas en los que falta el equilibrio térmico y, por lo tanto, existe un fenómeno de no equilibrio. Así, el estudio de la transferencia de calor no puede basarse sólo en los principios de la termodinámica. Sin embargo, las leyes de la termodinámica ponen la estructura para la ciencia de la transferencia de calor.

2.7.1 Número de Nusselt.

Es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor h con el número de Nusselt, que se define como

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad \{30\} \text{ Número de Nusselt}$$

2.7.2 Coeficiente de Transferencia de Calor

El coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) también se ve afectado por el uso de nanofluidos. Se puede calcular utilizando la relación de Nusselt:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad \{31\} \text{ Número de Nusselt}$$

Donde Nu es el número de Nusselt, D es el diámetro del tubo (m), k es la conductividad térmica del fluido.

2.8 La segunda ley de la termodinámica

2.8.1 Depósitos de energía térmica

Un cuerpo que posee una capacidad de energía térmica relativamente grande que pueda suministrar o absorber cantidades finitas de calor sin experimentar ningún cambio de temperatura, tal cuerpo se llama depósito de energía térmica, o sólo depósito. Un depósito que suministra energía en la forma de calor se llama fuente, y otro que absorbe energía en la forma de calor se llama sumidero.

2.8.2 Procesos reversibles e irreversibles.

Los procesos que ocurren en cierta dirección, y una vez ocurridos, no se pueden revertir por sí mismos de forma espontánea y restablecer el sistema a su estado inicial se clasifican como procesos irreversibles. Un proceso reversible se define como un proceso que se puede invertir sin dejar ningún rastro en los alrededores. Es decir, tanto el sistema como los alrededores vuelven a sus estados iniciales una vez finalizado el proceso inverso.

Se debe señalar que es posible volver un sistema a su estado original siguiendo un proceso, sin importar si éste es reversible o irreversible. Pero para procesos reversibles, esta restauración

se hace sin dejar ningún cambio neto en los alrededores, mientras que para procesos irreversibles los alrededores normalmente hacen algún trabajo sobre el sistema, por lo tanto, no vuelven a su estado original.

Los procesos reversibles en realidad no ocurren en la naturaleza, sólo son idealizaciones de procesos reales. Los reversibles se pueden aproximar mediante dispositivos reales, pero nunca se pueden lograr; es decir, todos los procesos que ocurren en la naturaleza son irreversibles. Pero sirven como modelos idealizados con los que es posible comparar los procesos reales. Los dispositivos consumen el mínimo de trabajo cuando se usan procesos reversibles en lugar de irreversibles.

Los procesos reversibles pueden ser considerados como límites teóricos para los irreversibles correspondientes. Algunos procesos son más irreversibles que otros. Quizá nunca se tenga un proceso reversible, pero es posible aproximarse. A medida que se tiende hacia un proceso reversible, un dispositivo entrega más trabajo o requiere menos trabajo. El concepto de proceso reversible conduce a la definición de eficiencia según la segunda ley para procesos reales, que es el grado de aproximación al proceso reversible correspondiente. Esto permite comparar el desempeño de diferentes dispositivos diseñados para hacer la misma tarea con base en sus eficiencias. Mientras mejor sea el diseño, menores son las irreversibilidades y mayor es la eficiencia según la segunda ley.

2.8.3 Irreversibilidades.

Los factores que causan que un proceso sea irreversible se llaman irreversibilidades, las cuales son la fricción, la expansión libre, el mezclado de dos fluidos, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. La presencia de cualquiera de estos efectos hace que un proceso sea irreversible. Un proceso reversible no incluye ninguno de ellos.

2.9 Entropía.

La primera ley de la termodinámica trata con la propiedad energía y la conservación de ella; mientras que la segunda define una propiedad llamada entropía.

El cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible siempre es mayor que la transferencia de entropía. Es decir, alguna entropía es generada o creada durante un proceso irreversible, y esta generación se debe completamente a la presencia de irreversibilidades. La entropía de un sistema aislado durante un proceso siempre se incrementa o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante. En otros términos, nunca disminuye.

Esto es conocido como el principio de incremento de entropía. La ausencia de cualquier transferencia de calor, el cambio de entropía solamente se debe a las irreversibilidades y su efecto es siempre incrementar la entropía.

La propiedad entropía es una medida de desorden molecular o aleatoriedad de un sistema, y la segunda ley de la termodinámica establece que la entropía puede crearse, pero no destruirse. Por consiguiente, el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es mayor a la transferencia de entropía en una cantidad igual a la entropía generada durante el proceso el dentro del sistema. La entropía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos

que el estado del sistema cambie. Así, el cambio de entropía de un sistema es cero si el estado del sistema no cambia durante el proceso.

La entropía puede transferirse desde un sistema por dos mecanismos: transferencia de calor y flujo másico. La transferencia de entropía es reconocida en la frontera del sistema cuando la cruza, y representa la entropía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. Las irreversibilidades siempre ocasionan que la entropía de un sistema aumente, por lo tanto, la generación de entropía es una medida de entropía creada por tales efectos durante un proceso. El cambio en la entropía (ΔS) de un sistema durante un proceso es:

$$\Delta S = \int \frac{\delta Q}{T} \quad \{32\} \text{ Entropía}$$

Donde δQ es la cantidad diferencial de calor transferido al sistema y T es la temperatura a la cual se transfiere el calor.

2.10 Exergía

La exergía es una medida de la máxima cantidad de trabajo útil que se puede obtener de un sistema cuando se lleva a un estado de equilibrio con su entorno. A diferencia de la energía, que se conserva, la exergía puede destruirse debido a irreversibilidades en los procesos. Es una medida de la calidad energética y su capacidad para realizar trabajo.

Tipos de Exergía:

Existen diferentes tipos de exergía dependiendo del contexto del sistema:

Exergía de un sistema cerrado (con energía interna, U).

Exergía de flujo (para sistemas abiertos).

Exergía térmica (relacionada con la transferencia de calor).

Exergía química (asociada con la composición química).

2.10.1 Transferencia de exergía.

La exergía, como la energía, puede transferirse hacia o desde un sistema en tres formas: calor, trabajo y flujo másico. Esta transferencia es reconocida en la frontera del sistema cuando la exergía la cruza, por lo que representa la exergía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la transferencia de exergía X_{calor} en la cantidad de

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad \{33\} \text{ Transferencia de Exergía}$$

Donde Q es el calor transferido, T es la temperatura a la que se transfiere el calor, T_0 es la Temperatura del entorno.

2.10.2 Eficiencia Exergética

La eficiencia exergética (η_{ex}) es la relación entre la exergía útil obtenida de un proceso y la exergía total disponible. Refleja cuán eficientemente se utiliza la capacidad del sistema para realizar trabajo.

Para un proceso que convierte la exergía de entrada ($E_{x,ent}$) en exergía útil ($E_{x,útil}$), la eficiencia exergética se define como:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x,útil}}{E_{x,ent}} \quad \{34\} \text{ Eficiencia Exergética}$$

2.10.3 Eficiencia según la segunda ley, η_{II} .

Se define a la eficiencia según la segunda ley η_{II} como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones. Está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia, su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de exergía) a 1 en el mejor (sin destrucción de exergía). Con esta perspectiva, se define la eficiencia según la segunda ley de un sistema durante un proceso como

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía Recuperada}}{\text{Exergía Suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía Destruída}}{\text{Exergía Suministrada}} \quad \{35\} \text{ Eficiencia } \eta_{II}$$

Por consiguiente, al determinar la eficiencia según la segunda ley, primero necesitamos determinar cuánta exergía o potencial de trabajo se consume durante un proceso.

2.10.4 Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía.

El principio de conservación de la energía indica que ésta no puede crearse ni destruirse durante un proceso. El principio de incremento de entropía, el cual puede considerarse como uno de los enunciados de la segunda ley, indica que esa entropía puede ser creada pero no destruirse. Un enunciado alternativo de la segunda ley de la termodinámica, llamado principio de disminución de exergía, el cual es la contraparte del principio de incremento de entropía es:

La exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante; en otros términos, la exergía nunca aumenta y es destruida durante un proceso real. Esto se conoce como el principio de disminución de exergía. Para un sistema aislado, la disminución de exergía es igual a la exergía destruida.

Las irreversibilidades siempre generan entropía y cualquier cosa que genera entropía siempre destruye la exergía. La exergía destruida es proporcional a la entropía generada. La exergía destruida es una cantidad positiva para cualquier proceso real y que se convierte en cero para uno reversible. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se denomina irreversibilidad o trabajo perdido.

2.11 Métodos De Rugen-Kutta

En esencia, los métodos de Runge-Kutta son generalizaciones de la fórmula básica de Euler en que la función pendiente f se reemplaza por un promedio ponderado de pendientes en el intervalo $x_n \leq x \leq x_{n+1}$. Es decir,

$$y_{n+1} = y_n + h\varphi(x_n, y_n) = y_n + h(w_1k_1 + w_2k_2 + \dots + w_mk_m). \quad \{36\} \text{ Método RKF}$$

Donde $\varphi(x_n, y_n)$ es una función de incremento y es esencialmente una pendiente adecuada sobre el intervalo $[x_n, x_{n+1}]$ que se utiliza para extrapolar y_{n+1} de y_n . Aquí los pesos w_i , $i=1,2,\dots,m$, son constantes que generalmente satisfacen $w_1 + w_2 + \dots + w_m = 1$, y cada k_i , $i=1,2,\dots,m$, es la función f evaluada en un punto seleccionado (x, y) para el que $x_n \leq x \leq x_{n+1}$. Las k_i se definen recursivamente. El número m se llama el orden del método, y es el número de puntos que se utilizan en $[x_n, x_{n+1}]$ para determinar esta pendiente adecuada. El algoritmo más común se denomina método de Runge-Kutta de cuarto orden o método clásico de Runge-Kutta. Se le abrevia con método RK4 [4] [5]. Podemos aplicar este método a sistemas de EDO acopladas [6].

Método Runge Kutta Fehlberg.

En este método la EDO se resuelve utilizando el método Runge Kutta de los órdenes 4 y 5 y el error se estima a partir de la diferencia entre estas dos estimaciones. La principal ventaja de este método sobre los métodos clásicos de RK es que los puntos de evaluación de las funciones se comparten entre los solucionadores de 4° y 5° orden. Esto es económico en comparación con el uso de métodos RK clásicos, así como el uso de dos pasos de h y $h/2$. Las funciones se evalúan en seis puntos dentro del intervalo. Cuatro de estos puntos se utilizan para evaluar la estimación de cuarto orden y cinco puntos se utilizan para estimar la estimación de quinto orden y la diferencia entre las dos soluciones es la estimación del error [6].

2.12 Conclusiones

Como se vio en los diferentes conceptos teóricos y fórmulas matemáticas hay muchos temas interesantes por comprender para poder realizar correctamente nuestro modelo. Estos conocimientos nos orientan en todo el proceso de la metodología de nuestra investigación. Y podemos decir que esta investigación se sitúa en la intersección de la energía solar térmica y los nanofluidos. La implementación de nanofluidos en la optimización de colectores solares de placa plana no solo promete mejorar la eficiencia térmica de estos sistemas, sino que también abre nuevas vías para la integración de tecnologías avanzadas en el campo de la energía renovable. Los resultados de esta investigación proporcionarán una base sólida para futuras aplicaciones y desarrollos en la optimización de sistemas energéticos sostenibles.

2.13 Referencias

- [1] 2011 Termodinámica, 7ma Edición – Yunes
- [2] Transferencia de Calor y Masa - Cengel 4Ed 2011
- [3] Solar Engineering of Thermal Processes. Fourth Edition. John A. Duffie, William A. Beckman.
- [4] ECUACIONES DIFERENCIALES con problemas con valores en la frontera. OCTAVA
- [5] EDICIÓN. DENNIS G. ZILL, WARREN S. WRIGHT.
- [6] Numerical Methods for Engineers and Scientists Using MATLAB. Ramin S. Esfandiari.
- [7] Computational Methods in Engineering. June 2013.
- [8] SOLAR ENERGY, SUKHATME.

CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA

3.1 Introducción

Con el objetivo principal de optimizar el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana mediante la modelación matemática y el análisis exergético, considerando el uso de nanofluidos como medio de transferencia de calor. Para ello, se ha diseñado un enfoque metodológico que combina técnicas de simulación numérica y análisis paramétrico, con el fin de evaluar el comportamiento del sistema bajo diferentes condiciones operativas y materiales.

Para obtener un modelo del colector con fundamentos claros y precisos, la metodología prevista para desarrollar los objetivos planteados será en etapas, que incluyen la formulación de un modelo matemático basado en las ecuaciones de conservación de la energía y de balance exergético, la implementación del modelo en un código de simulación en Matlab, y la posterior optimización del sistema utilizando el método de Runge-Kutta Fehlberg para la resolución de las ecuaciones diferenciales. Asimismo, se realizará un análisis paramétrico para estudiar la influencia de distintos factores, como las propiedades del nanofluido y las condiciones ambientales, sobre la eficiencia térmica del colector

3.2 Descripción del modelo

Se propone un modelo de colector constituido por seis elementos principales:

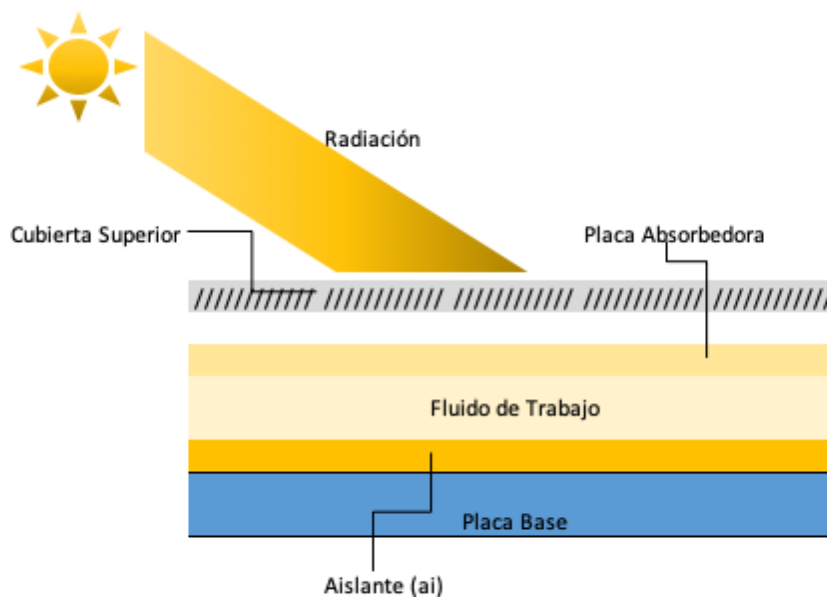


Fig. 7 Modelo del colector de placas planas con cubierta

Los cuales podemos ver en la Fig. 2 y presentamos las siguientes consideraciones del modelo.

1. Conducto con primer base y paredes laterales aisladas y cubierta superior expuesta al sol.
2. Operación en estado transitorio.
3. La conducción de calor en las placas no se despreciará.

4. El fluido dentro del colector se considera como nanofluido.
5. La temperatura ambiente, radiación y velocidad del viento varían con el tiempo.
6. La temperatura es uniforme en cada elemento.

3.3 Balances de energía para los elementos del colector.

Considerando las transferencias por conducción, convección, y radiación para los seis elementos del colector como se muestra en la siguiente figura:

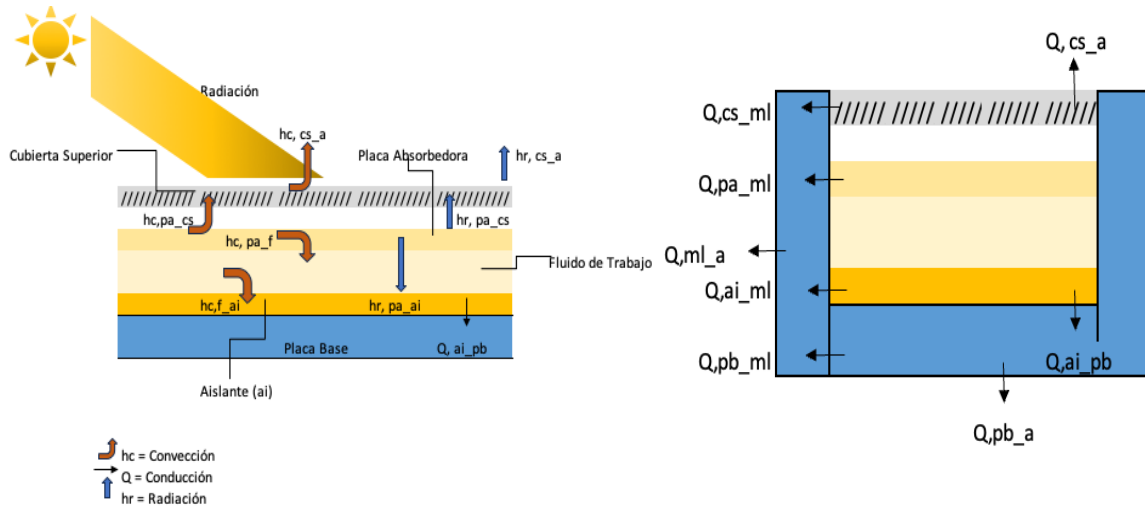


Fig. 8 Transferencia de calor en los elementos del colector

Para cada elemento a analizar realizamos el balance de energía y despreciando la energía cinética y potencial, tenemos

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sist} = \Delta U \quad \{37\} \text{ Balance de Energía}$$

Con excepción del fluido de trabajo, la única forma de transferencia de energía hacia o desde el sistema es en forma de calor

$$E_{ent} - E_{sal} = (Q_{ent} - Q_{sal}) \quad \{38\} \text{ Balance de Energía}$$

Bajo condiciones transitorias y sustituyendo en las ecuaciones anteriores, nuestra ecuación de balance para cada elemento quedará

$$\frac{MC_{prom} dT}{dt} = (Q_{ent} - Q_{sal}) \quad \{39\} \text{ Ecuación de Balance}$$

Aplicando esta fórmula, tenemos:

Para la cubierta superior.

$$\frac{m_{cs} C_{cs} dT_{cs}}{dt} = Q_{cs} + Q_{pa_{cs}} - Q_{cs_{ml}} - Q_{cs_a} \quad \{40\} \text{ Balance Cubierta Superior}$$

Placa absorbedora:

$$\frac{m_{pa}C_{pa}dT_{pa}}{dt} = Q_{pa} - Q_{pa_{cs}} - Q_{pa_{ft}} - Q_{pa_{ai}} - Q_{pa_{ml}} \quad \{41\} \text{ Balance Placa Absorbedora}$$

Para fluido de trabajo:

$$\frac{m_{ft}C_{ft}dT_{ft}}{dt} = Q_{pa_{ft}} - Q_{ft_{ai}} - Q_{ft} \quad \{42\} \text{ Balance Fluido de Trabajo}$$

Para aislamiento inferior:

$$\frac{m_{ai}C_{ai}dT_{ai}}{dt} = Q_{pa_{ai}} + Q_{ft_{ai}} - Q_{ai_{pb}} - Q_{ai_{ml}} \quad \{43\} \text{ Balance Aislamiento}$$

Placa base:

$$\frac{m_{pb}C_{pb}dT_{pb}}{dt} = Q_{ai_{pb}} - Q_{pb_a} - Q_{pb_{ml}} \quad \{44\} \text{ Balance Placa Base}$$

Para marco lateral:

$$\frac{m_{ml}C_{ml}dT_{ml}}{dt} = Q_{cs_{ml}} + Q_{pa_{ml}} + Q_{ai_{ml}} + Q_{pb_{ml}} - Q_{ml_a} \quad \{45\} \text{ Balance Marco Lateral}$$

3.4 Ecuación de Balance de energía para cada elemento del colector.

Teniendo en cuenta un elemento de volumen diferencial de longitud Δx con el ancho W , las ecuaciones de balance de energía para los componentes del colector se pueden escribir como:

3.4.1 Cubierta superior.

La cubierta superior absorbe la radiación solar y transfiere calor por convección y radiación para el ambiente y recibe calor por convección y radiación de la placa absorbedora.

$$\frac{dT_{cs}}{dt} = \frac{1}{\rho_{cs}V_{cs}C_{cs}} [\alpha_{cs}G_t A + (h_{c,pa_{cs}} + h_{r,pa_{cs}})A(T_{pa} - T_{cs}) - (h_{c,cs_a} + h_{r,cs_a})A(T_{cs} - T_a) - Q_{cs_{ml}}A_{cs_{ml}}(T_{cs} - T_{ml})] \quad \{46\} \text{ Balance CS}$$

3.4.2 Placa absorbedora.

Cuando la radiación solar pasa por la cubierta superior es absorbida por la placa absorbedora incrementando la temperatura. Por lo tanto, la placa absorbedora transfiere calor por convección para la cubierta superior y el fluido de trabajo. También transfiere calor por radiación a la cubierta superior y al aislante. Por último, hay una transferencia de calor por conducción para el marco lateral.

$$\frac{dT_{pa}}{dt} = \frac{1}{\rho_{pa}V_{pa}C_{pa}} [\tau_{cs}\alpha_{pa}G_tA - (h_{c,pa_{cs}} + h_{r,pa_{cs}})A(T_{pa} - T_{cs}) - h_{c,pa_{ft}}A(T_{pa} - T_{ft}) - h_{r,pa_{ai}}A(T_{pa} - T_{ai}) - Q_{,pa_{ml}}A_{,pa_{ml}}(T_{pa} - T_{ml})] \quad \begin{array}{l} \{47\} \\ \text{Balance} \\ PA \end{array}$$

3.4.3 Fluido de trabajo.

El nanofluido pasa a través del conducto del colector y recibe calor por convección de la placa absorbente y transfiere calor por convección hacia el aislante.

$$\frac{dT_{ft}}{dt} = \frac{1}{\rho_{ft}V_{ft}C_{ft}} [h_{c,pa_{ft}}A(T_{pa} - T_{ft}) - h_{c,ft_{ai}}A(T_{ft} - T_{ai}) - \rho_{ft}V_{ft}C_{ft}u \frac{dT_{ft}}{dx}] \quad \begin{array}{l} \{48\} \\ \text{Balance} \\ FT \end{array}$$

3.4.4 Aislamiento inferior.

El aislamiento recibe calor por radiación de la placa absorbedora y por convección del fluido de trabajo. Además, transfiere calor por conducción a la placa base y marco lateral.

$$\frac{dT_{ai}}{dt} = \frac{1}{\rho_{ai}V_{ai}C_{ai}} [h_{r,pa_{ai}}A(T_{pa} - T_{ai}) + h_{c,ft_{ai}}A(T_{ft} - T_{ai}) - Q_{ai_{pb}}A(T_{ai} - T_{pb}) - Q_{ai_{ml}}A_{ai_{ml}}(T_{ai} - T_{ml})] \quad \begin{array}{l} \{49\} \\ \text{Balance} \\ AI \end{array}$$

3.4.5 Placa base.

La placa base recibe calor por conducción del aislamiento, transfiere calor por conducción al marco lateral y transfiere calor por convección y radiación al ambiente.

$$\frac{dT_{pb}}{dt} = \frac{1}{\rho_{pb}V_{pb}C_{pb}} [Q_{ai_{pb}}A(T_{ai} - T_{pb}) - U_{pb}A(T_{pb} - T_a) - Q_{pb_{ml}}A_{pb_{ml}}(T_{pb} - T_{ml})] \quad \begin{array}{l} \{50\} \\ \text{Balance} \\ PB \end{array}$$

3.4.6 Marco Lateral.

El marco lateral intercambia calor por conducción con la placa absorbente, el aislamiento y la placa base y por convección y conducción con el ambiente.

$$\frac{dT_{ml}}{dt} = \frac{1}{\rho_{ml}V_{ml}C_{ml}} [\alpha_{pa}G_tA_{ml} + Q_{cs_{ml}}A_{cs_{ml}}(T_{cs} - T_{ml}) + Q_{pa_{ml}}A_{pa_{ml}}(T_{pa} - T_{ml}) + Q_{ai_{ml}}A_{ai_{ml}}(T_{ai} - T_{ml}) + Q_{pb_{ml}}A_{pb_{ml}}(T_{pb} - T_{ml}) - U_{ml}A_{ml}(T_{ml} - T_a)] \quad \begin{array}{l} \{51\} \\ \text{Balance} \\ ML \end{array}$$

Donde

$$T_{ft} = \frac{T_{fti} + T_{ftf}}{2} \quad \{52\} \text{ Temperatura Media}$$

$$A = W * \Delta x V_n = W * \Delta x * \delta_n \quad \{53\} \text{ Área del Colector}$$

$$\rho_{ft} V_{ft} C_{ft} u \frac{dT_{ft}}{dx} = \dot{m} C_{ft} (T_{fts} - T_{fte}) \quad \{54\} \text{ Balance de Energía}$$

n representa los subíndices cs, pa, ft, ai, y pb en las ecuaciones anteriores respectivamente. Las propiedades físicas de los nanofluidos se expresan utilizando las siguientes correlaciones empíricas:

3.5 Coeficientes de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta superior y el ambiente h_{c,cs_a} es calculado como:

$$h_{c,cs_a} = \frac{Nu_{cs_a} k_{vi}(T_1)}{L_{cs}} \quad \{55\} \text{ Coeficiente Convección cs}_a$$

Donde T_1 = Es la temperatura media del vidrio y el aire del ambiente:

$$T_1 = \frac{T_a + T_{cs}}{2} \quad \{56\} \text{ Temperatura Media}$$

El número de Nusselt está dado por:

$$Nu_{cs_a} = 5.7 + 3.8 V_w \quad \{57\} \text{ Número de Nusselt}$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta superior y el ambiente h_{r,cs_a} está dado como:

$$h_{r,cs_a} = \varepsilon_{cs} \sigma (T_{cs} + T_a) (T_{cs}^2 + T_a^2) \quad \{58\} \text{ Coeficiente Radiación cs}_a$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbadora y la cubierta superior es expresado como:

$$h_{c,pa_{cs}} = \frac{Nu_{pa_{cs}} k(T_2)}{\delta_{pa_{cs}}} \quad \{59\} \text{ Coeficiente Convección pb}_{cs}$$

Donde T_2 = Es la temperatura media de la cubierta y el absorbedor:

$$T_2 = \frac{T_{pa} + T_{cs}}{2} \quad \{60\} \text{ Temperatura Media}$$

El número de Nusselt está dado por:

$$Nu_{pa_cs} = 1 + 1.446 \left[1 - \frac{1708}{Ra_{pa_cs} \cos(\beta)} \right]^+ \left\{ 1 - \frac{1708[\sin(1.8\beta)]^{1.6}}{Ra_{pa_cs} \cos(\beta)} \right\} + \left\{ \left[\frac{Ra_{pa_cs} \cos(\beta)}{5830} \right]^{0.333} - 1 \right\}^+ \quad \{61\} \text{ Número de Nusselt}$$

Donde

$$Ra_{pa_cs} = \frac{g\beta_v(T_{pa} - T_{cs})\delta_{pa_cs}^3}{\alpha_T(T_2)v(T_2)} \quad \{62\} \text{ Número de Rayleigh}$$

$$\beta_v = \frac{1}{T_2} \quad \{63\} \text{ Coeficiente de Expansión Volumétrica}$$

$$\alpha_T(T_2) = \frac{k(T_2)}{\rho(T_2)C(T_2)} \quad \{64\} \text{ Difusividad Térmica}$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbedora y la cubierta superior está dada por:

$$h_{r,pa_cs} = \frac{\sigma(T_{cs} + T_{pa})(T_{cs}^2 + T_{pa}^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{cs}}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_{pa}}\right) - 1} \quad \{65\} \text{ Coeficiente Radiación } pa_cs$$

El coeficiente de transferencia de calor por conducción entre la placa absorbedora y el marco lateral, entre el aislante y el marco lateral, entre el aislante y la placa base, entre la placa base y el marco lateral es calculado con la formula general que satisface para dos materiales a y b en contacto:

$$Q_{a_b} = \left(\frac{\delta_a}{k_a} + \frac{\delta_b}{k_b} \right)^{-1} \quad \{66\} \text{ Coeficiente Conducción}$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbedora y el fluido de trabajo es determinado como:

$$h_{c,pa_ft} = \frac{k(T_3)Nu_{pa_ft}}{D_h} \quad \{67\} \text{ Coeficiente Convección } pa_ft$$

El número de Nusselt está dado por:

$$Nu_{ft} = 1.302x^{-\left(\frac{1}{3}\right)} - 1 \quad \text{for } x \leq 0.00005 \quad \{68\} \text{ Número de Nusselt}$$

$$Nu_{ft} = 1.302x^{-\left(\frac{1}{3}\right)} - 0.5 \quad \text{for } x > 0.00005 \text{ and } x \leq 0.0015 \quad \{69\} \text{ Número de Nusselt}$$

$$Nu_{ft} = 4.364 + 8.68(1000x)^{-0.506}e^{-41x} \quad \text{for } x > 0.0015 \quad \{70\} \text{ Número de Nusselt}$$

Donde

$$x = \frac{\frac{L}{D_h}}{Re_{ft}Pr_{ft}}, \quad D_h = \frac{2(\delta_{ai_pa}W)}{(\delta_{ai_pa} + W)}, \quad Re_{ft} = \frac{uD_h}{\nu_{ft}} \quad \{71\} \text{ Propiedades de Nusselt}$$

$$= \frac{2\dot{m}}{\mu_{ft}(\delta_{ai_pa} + W)}, \quad Pr_{ft} = \frac{\mu_{ft}C_{ft}}{k_{ft}}$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbadora y el aislante está dada como:

$$h_{r,pa_ai} = \frac{\sigma(T_{ai} + T_{pa})(T_{ai}^2 + T_{pa}^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{ai}}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_{pa}}\right) - 1} \quad \{72\} \text{ Coeficiente Radiación } pa_ai$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido de trabajo y el aislante h_{c,ft_ai} es calculado con la expresión similar que se usa para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbadora y el fluido de trabajo h_{c,pa_ft} U_{pb} que es el coeficiente de pérdida total asociado a la placa base. Este coeficiente está determinado por:

$$U_{pb} = \left(\frac{\delta_{pb}}{k_{pb}} + \frac{1}{h_{c,pb-a}}\right)^{-1} \quad \{73\} \text{ Coeficiente Convección } ft_ai$$

U_{ml} , que es el coeficiente total de pérdida lateral y se determina como:

$$U_{ml} = \left(\frac{\delta_{ml}}{k_{ml}} + \frac{1}{h_{c,ml_a}}\right)^{-1} \quad \{74\} \text{ Coeficiente Total de Perdida Lateral}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección h_{c,pb_a} y h_{c,ml_a} son calculados similarmente como se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección de la cubierta superior a el ambiente h_{c,cs_a} .

3.6 Análisis de energía y exergía

El análisis de energía y exergía son herramientas utilizadas para evaluar y optimizar el rendimiento de sistemas energéticos y otros procesos. El análisis de energía se centra en la conservación de energía, mientras que el análisis de exergía considera la calidad de la energía, es decir, la cantidad de trabajo útil que puede extraerse de ella.

3.6.1 Análisis energético

El análisis energético es una metodología fundamentada en la Primera Ley de la Termodinámica (principio de conservación de la energía) que permite cuantificar, evaluar y caracterizar los flujos de energía que entran, salen, se acumulan o se transforman dentro de un sistema térmico o de potencia.

Su objetivo principal es establecer un balance detallado de energía entre la entrada, la salida y las pérdidas del sistema, lo que conduce a la determinación de parámetros clave como la eficiencia energética (o rendimiento de primera ley). Para poder calcular la eficiencia se establece la relación entre la energía útil obtenida y la energía total suministrada:

$$\eta_l = \frac{\text{Energía útil en la salida}}{\text{Energía Total suministrada}} \quad \{75\} \text{ Eficiencia Energética}$$

3.6.2 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica indica la cantidad de radiación solar en forma de calor que puede extraer el fluido. Esta eficiencia se puede obtener como:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}C_p(T_{ftout} - T_{ftin})}{G_t A_p} \quad \{76\} \text{ Eficiencia Térmica}$$

Donde $\dot{m}$ es el Flujo másico, indica que tan rápido circula el fluido en el sistema, el C_p es el Calor Específico del fluido de trabajo, $(T_{ftout} - T_{ftin})$ nos Indica el cambio de temperatura del fluido al absorber calor, G_t es la Irradiancia solar, y A_p es el Área de captación del colector solar.

Considerando la potencia requerida para superar la caída de presión o fricción definida como:

$$\Delta P = \frac{fL\dot{m}^2(W + \delta_{Ab-in})}{4\rho(W\delta_{Ab-in})^3} \quad \{77\} \text{ Caída de Presión}$$

Para flujo laminar, $Re < 2300$, f se da por

$$f = \frac{64}{Re} \quad \{78\} \text{ Flujo Laminar}$$

Por otra parte, para el flujo turbulento es

$$f = 0.3164 Re^{-0.25} \quad \{79\} \text{ Flujo Turbulento}$$

3.6.3 Análisis exergetico

El análisis exergetico es un método utilizado para calcular el trabajo útil máximo en un entorno determinado. Implica irreversibilidad al analizar la eficiencia de un sistema.

3.6.4 Exergía de entrada

La exergía de entrada al sistema fotovoltaico/terrestre es la exergía de la radiación solar.

$\dot{E}x_{solar}$:

$$\dot{E}x_{solar} = G_t A \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad \{80\} \text{ Exergía de Entrada}$$

3.6.5 Exergía térmica de salida

Es la exergía que existe del sistema debido a la capacidad del fluido refrigerante de extraer calor, se calcula de la siguiente manera

$$\dot{E}x_{th} = \dot{m} C_p (T_{ftout} - T_{ftin}) \left(1 - \frac{T_a}{T_m} \right) \quad \{81\} \text{ Exergía de Salida}$$

3.6.6 Eficiencia energética basada en la primera y segunda ley de la termodinámica

La eficiencia energética total viene dada por:

$$\eta_I = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{in}} \times 100 \quad \{82\} \text{ Eficiencia Energética}$$

$$\eta_I = \frac{\dot{m} C_p (T_{ftout} - T_{ftin})}{G_t A} \times 100 \quad \{83\} \text{ Eficiencia Energética}$$

La eficiencia exergetica total viene dada por:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{gain}}{\dot{E}x_{solar}} = \frac{\dot{E}x_{th}}{\dot{E}x_{solar}} \quad \{84\} \text{ Eficiencia Exergética}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}Cp(T_{ftout} - T_{ftin}) \left(1 - \frac{T_a}{T_m}\right) - \frac{\dot{m}T_a\Delta P}{\rho T_m}}{G_t A \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sun}}\right)^4\right]} \quad \{85\} \text{ Eficiencia Exergética}$$

3.6.7 Generación de Entropía

$$S_{gen}T_a = Ex_{solar} - Ex_{th} \quad \{84\} \text{ Entropía}$$

$$S_{gen} = G_t A \left[\frac{1}{T_a} - \frac{4}{3} \frac{1}{T_{sun}} + \frac{1}{3T_a} \left(\frac{T_a}{T_{sun}}\right)^4 \right] - \left[\dot{m}Cp(T_{ftout} - T_{ftin}) \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_m}\right) + \frac{1}{T_a} \left(-\frac{\dot{m}T_a\Delta P}{\rho T_m}\right) \right] \quad \{85\} \text{ Entropía}$$

3.7 Conclusiones

En este capítulo se presentó el modelo matemático construido por las ecuaciones de balance de cada componente del colector solar de placa plana, se definieron las ecuaciones para las propiedades físicas de los nanofluidos y los coeficientes de transferencia de calor. Además, se indicaron las fórmulas de eficiencia exergética y energética para evaluar el desempeño del colector y establecer criterios para la optimización del sistema.

3.8 Referencias.

- [1] Thermal inertia of flat-plate solar collectors in different radiative regimes. Iuliana Soriga. 2016
- [2] Attenuation processes of solar radiation. Application to the quantification of direct and diffuse solar irradiances on horizontal surfaces in Mexico by means of an overall atmospheric transmittance. Antonio J. Gutiérrez-Trashorras. 2017.
- [3] Comparative study of isotropic and anisotropic sky models to estimate solar radiation incident on tilted surface: A case study for Bhopal, India K.N. Shukla.2015.
- [4] Optimal aspect ratios for non-isothermal flat plate solar collectors for air heating Johane Bracamonte. 2013.
- [5] Exergy loss-based efficiency optimization of a double-pass/glazed v-corrugated plate solar air heater. Mahdi Hedayatizadeh, Faramarz Sarhaddi, Ali Safavinejad, Faramarz Ranjbar, Hossein Chaji. 2016.
- [6] Development of a correlation for parameter controlling using exergy efficiency optimization of an Al_2O_3 /water nanofluid based flat-plate solar collector. Ehsan Shojaeizadeh, Farzad Veysi. 2016.
- [7] Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater. M.K. Gupta, S.C. Kaushik. Energy 33 (2008) 1691– 1702.
- [8] Conventional and advanced exergy analysis of solar flat plate air collectors. Arsham Mortazavi, MehranAmeri.
- [9] Análisis de modelos de un captador solar plano en régimen transitorio. Manuel Rodríguez Caballero. Trabajo Fin de Máster. Máster Universitario en Ingeniería Industrial.
- [10] 2011 Transferencia de Calor y Masa - Cengel 4Ed
- [11] Manual Técnico de Energía Solar Térmica. Volumen I: Fundamentos. Gonzalo Abal, Valeria Durañona. Marzo 2013.

CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.3 Introducción

En la búsqueda constante por mejorar la eficiencia energética de los sistemas térmicos, se ha intensificado el desarrollo de nuevas tecnologías que permitan una mayor captación y aprovechamiento de la energía solar. En este contexto, los colectores solares de placa plana han cobrado gran relevancia como alternativa sostenible, especialmente al incorporar nanofluidos como medio de trabajo. Estos fluidos avanzados, que combinan un fluido base con nanopartículas metálicas u óxidos metálicos, permiten mejorar significativamente las propiedades térmicas del sistema, optimizando la transferencia de calor y, por tanto, el desempeño del colector.

Durante los últimos años, el interés en evaluar el comportamiento térmico y exergético de estos sistemas ha crecido, no solo por razones de eficiencia, sino también por el impacto ambiental y económico asociado. La simulación computacional de colectores solares, como la desarrollada en este trabajo, permite estudiar de forma detallada el efecto de distintos nanofluidos bajo condiciones específicas, sin necesidad de recurrir a costosos ensayos experimentales.

En este apartado se presentan los resultados obtenidos a partir de un modelo matemático implementado en MATLAB, el cual simula el comportamiento térmico de un colector solar de placa plana operando con diferentes nanofluidos. Se analizan parámetros como el perfil de temperatura, la eficiencia térmica y exergética, generando una optimización de sistemas solares térmicos.

4.2 Validación del Programa

Los resultados de las comparaciones de las temperaturas de los elementos del colector obtenidas del experimento y los cálculos generados del modelo matemático, mostraron que los resultados de la simulación están muy cerca de los datos experimentales. Se agrega el error en comparación con las temperaturas de los diferentes nanofluidos, se calcula de la siguiente manera:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (V_{real,i} - V_{estimado,i})^2}{N}} \quad \{86\} RMSE$$

4.2.1 Comparación estadística entre resultados teóricos calculados y experimentales

La siguiente tabla y figura presentan los resultados de la temperatura del fluido de trabajo obtenidos del experimento de un artículo titulado: Effect of different nanofluids on performance analysis of flat plate solar collector de M.S Gad & Said (Efecto de diferentes nanofluidos en el análisis del rendimiento de un colector solar de placa plana) y los datos obtenidos de la simulación del programa, tomando en cuenta un flujo másico de 0.0058 kg/s.

Tiempo	V,est	V,real	V,real - V,est	(V,real - V,est) ²
10	39.0500665	39	-0.0500665	0.002506654
11	42.0194639	42	-0.0194639	0.000378843
12	45.1921625	45	-0.1921625	0.036926426
13	47.5958278	47	-0.5958278	0.355010767
14	45.357894	45	-0.357894	0.128088115
15	41.1833654	41	-0.1833654	0.03362287
			Sumatoria:	0.556533677
			RSME:	0.304558061

Tabla 4 Comparación de la Temperatura del fluido de trabajo con H₂O.

Tiempo	V,est	V,real	V,real - V,est	(V,real - V,est) ²
10	41.2870605	41	-0.2870605	0.082403731
11	44.3600829	44	-0.3600829	0.129659695
12	47.6620139	47	-0.6620139	0.438262404
13	49.7083973	49	-0.7083973	0.501826735
14	47.1611862	47	-0.1611862	0.025980991
15	43.2715298	43	-0.2715298	0.073728432
			Sumatoria:	1.251861987
			RSME:	0.456775289

Tabla 5 Comparación de la Temperatura del fluido de trabajo con Al₂O₃ tipo esferica.

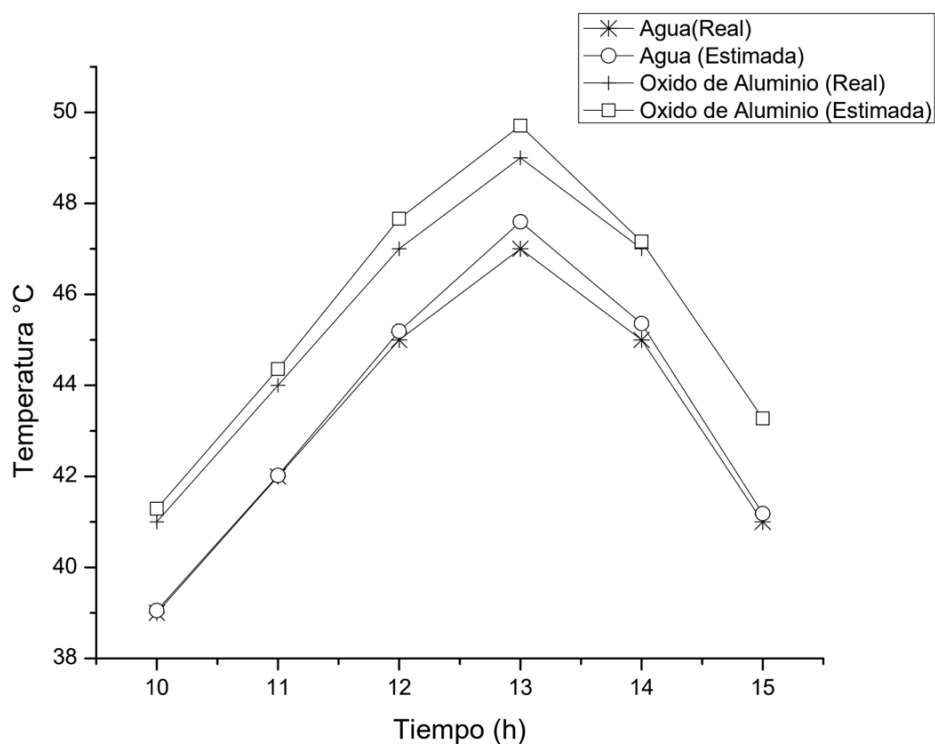


Fig. 9 Perfiles Teóricos y Experimentales de la Eficiencia usando H₂O y Al₂O₃

Considerando que el RMSE cuantifica cuán diferente es un conjunto de valores. Cuanto más pequeño es un valor RMSE, más cercanos son los valores predichos y observados. Concluyendo que el modelo obtenido tiene un margen de error bajo.

4.3 Optimización del Colector

En la optimización del colector solar se aplicó el método de Runge Kutta Fehlberg para poder estimar el error y obtener mejores resultados. Como nuestro interés es la temperatura que puede alcanzar el fluido de trabajo se utilizó esta temperatura para indicar en el programa que el error en la temperatura del fluido deberá de ser siempre menos a 0.01 de lo contrario el programa indicará que es necesario reducir el paso.

Función objetivo.

La función objetivo que será optimizada es la eficiencia exergética que se encuentra en la ecuación {85}. Ésta será presentada en las gráficas en forma de porcentaje.

Variables de decisión.

Los principales parámetros geométricos de diseño para la optimización del colector solar de placa plana para el calentamiento de un nanofluido son los siguientes:

δ_{cs} :	Espesor de la cubierta superior	δ_{pa} :	Espesor de placa absorbadora
$Long$:	Longitud del captador	δ_{ai} :	Espesor del aislante
$Anch$:	Ancho del captador	δ_{pb} :	Espesor de la placa base
δ_{ai-pa} :	Distancia del aislante a placa absorbadora	δ_{ml} :	Espesor del marco lateral
δ_{pa-cs} :	Distancia de la placa absorbadora a la cubierta superior		

Tabla 6 Parámetros Geométricos de diseño.

En cuanto a las propiedades de los materiales se eligieron los siguientes:

$k(W/mC)$	Conductividad térmica	n_2 :	Índice de refracción
ε :	Emisividad	$\rho (kg/m^3)$:	Densidad
$K(m^{-1})$	Coefficiente de extinción	$C (J/kg C)$:	Calor específico

Tabla 7 Propiedades de los materiales

Las condiciones iniciales definidas para todos los cálculos realizados son los siguientes:

Flujo másico	0.0035 kg/s	Longitud del colector	1.05 m
Temperatura del sol	5326.85 °C	Ancho del colector	0.95 m
Temperaturas iniciales (FT, CS, PA, AI, PB y ML)	20°	Distancia de aislante a placa absorbadora	0.175 m
Tiempo inicial	6 horas	Espesor marco lateral	0.025 m
Tiempo final	19 horas	Espesor placa base	0.025 m
Paso h	0.001	Espesor aislante	0.01 m
Temperatura de salida para cada ciclo	$T_{fts} = 2T_{ft} - T_{fte}$	Espesor placa absorbadora	0.001 m
Distancia de placa absorbadora a cubierta superior	0.08 m	Espesor cubierta superior	0.003 m
Material PA	Lamina Lisa Negra	Material CS	Vidrio ordinario
Material PB	Madera de Pino	Material AI	Poliestireno expandido
		Material ML	Madera de pino

Tabla 8 Condiciones de Operación

4.3.1 Efectos de la Variación de la Temperatura con los diferentes tipos de Nanofluidos.

	Agua	Trióxido de Aluminio	Óxido de Cobre	Dióxido de Titanio
6 hrs.	18.49833261	18.45607818	18.45692558	18.46707573
7 hrs.	18.3072514	18.3291998	18.3142535	18.327552
8 hrs.	19.553377	19.619096	19.5884835	19.6096944
9 hrs.	26.5445749	27.7762159	27.0181525	27.6556442
10 hrs.	36.7500665	39.7870605	37.7579346	39.5361965
11 hrs.	44.0194639	48.1750569	45.3600829	47.8441152
12 hrs.	47.6921625	52.6620139	49.256063	52.2786704
13 hrs.	48.5958278	53.7083973	50.1637611	53.3257378
14 hrs.	48.357894	52.9611862	49.7450261	52.6226769
15 hrs.	46.9289932	50.524123	48.0031972	50.2620819
16 hrs.	42.9833654	44.9715298	43.5221963	44.8410154
17 hrs.	37.759563	38.2509701	37.8581776	38.2278433
18 hrs.	34.2717918	34.5051404	34.3085689	34.4974497
19 hrs.	30.6270531	30.9056623	30.6772529	30.8954644
Temperatura Máxima	48.59582776	53.70839735	50.16376107	53.32573775

Tabla 9 Temperaturas (°C) en el fluido de trabajo (Forma Cuchilla y $\dot{m} = 0.0035$ kg/s.)

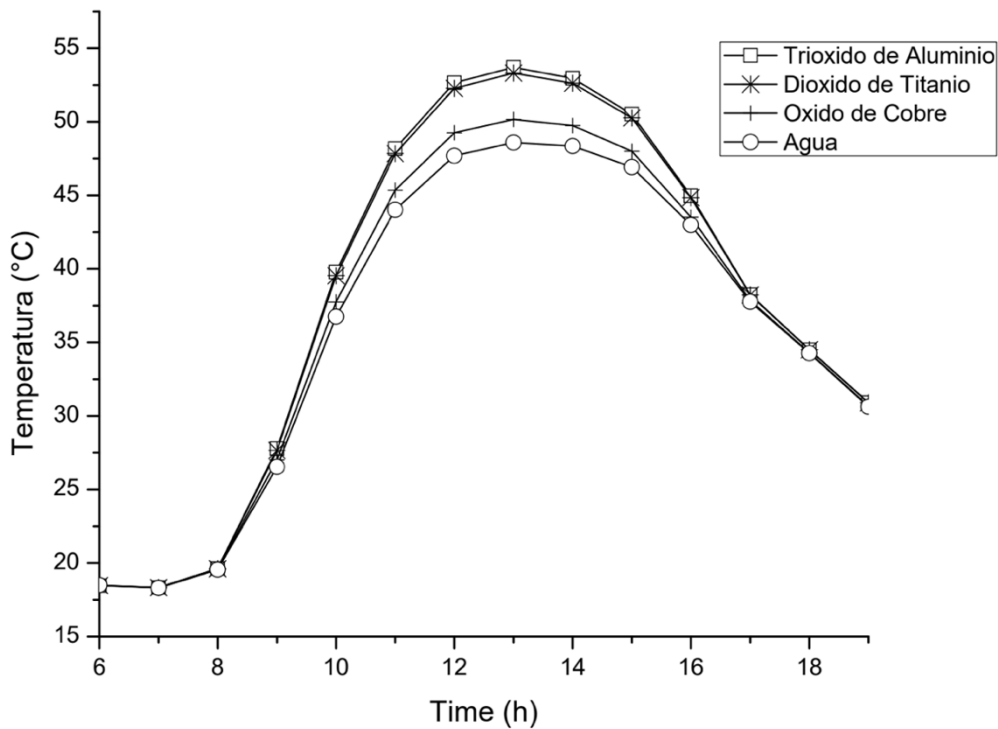


Fig. 10 Temperaturas de los fluidos de trabajo a lo largo del tiempo

En nuestra simulación se busca la mayor eficiencia en la temperatura del fluido de trabajo. Como se observa en la Figura 4, el uso de agua como fluido convencional proporciona una menor temperatura máxima en comparación con los nanofluidos evaluados, siendo el Trióxido de Aluminio (Al_2O_3) y el Dióxido de Titanio (TiO_2) los que alcanzan los valores más altos. Esta diferencia se atribuye a las mejoras en las propiedades termofísicas que aportan las nanopartículas, específicamente a un incremento significativo en la conductividad térmica y a una modificación favorable de la capacidad calorífica del fluido base, lo que permite una absorción y transferencia de calor más eficiente. Dado su superior desempeño, estos nanofluidos se seleccionan para los análisis de optimización posteriores.

4.3.2 Efecto de Variación del material de la cubierta superior.

Los materiales seleccionados y sus propiedades se muestran en la siguiente tabla

	k	ε	K	n_2	ρ	C
Acrílico	0.18	0.9	42.61	1.49	1180	1400
Polycarbonato	0.22	0.9	34.3	1.6	1200	1200
Vidrio Ordinario	0.837	0.85	54.49	1.52	2490	837
Vidrio Pyrex	1	0.85	25.14	1.470	2225	835

Tabla 10 Materiales para la Cubierta Superior.

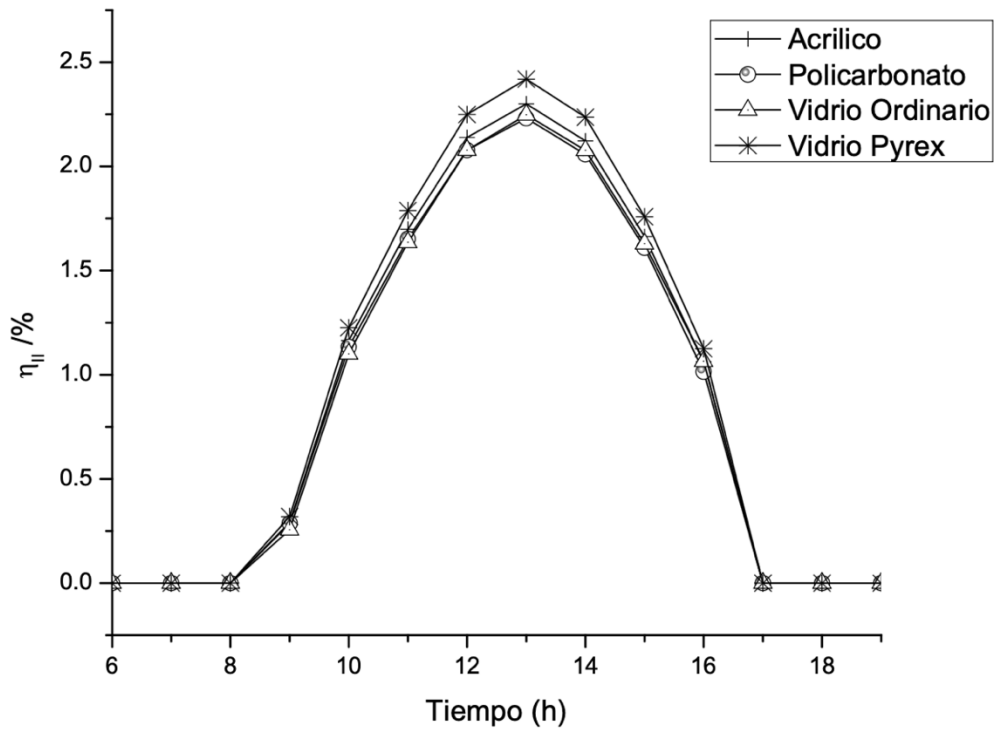


Fig. 11 Eficiencia exérgica para diferentes materiales de la Cs

Entre el material de mayor eficiencia exérgica, vidrio pyrex, y el material con menor eficiencia exérgica que es el vidrio ordinario, no existe diferencia significativa en sus propiedades a excepción del coeficiente de extinción K . La transmisividad del material es inversamente proporcional a este coeficiente, y por tanto, mayor es la transmisividad del vidrio pyrex el cual tiene un menor coeficiente de extinción. Esto provoca que mayor sea la cantidad de radiación que pasa por la cubierta superior cuando se utiliza el vidrio pyrex, lo cual, como vemos en la gráfica, induce un aumento de la eficiencia exérgica.

4.3.3 Efecto de la variación del material de la placa absorbadora.

Los materiales seleccionados y sus propiedades se muestran en la siguiente tabla

	k	ε	ρ	C	α
Óxido de cobalto en níquel pulido	90.7	0.24	8900	444	0.94
Pintura negra en aluminio	237	0.88	2698.4	900	0.98
Óxido de Níquel negro sobre aluminio	237	0.06	2698.4	900	0.93
Lamina Lisa Negra	52	0.88	7800	500	0.88

Tabla 11 Materiales para la placa absorbadora

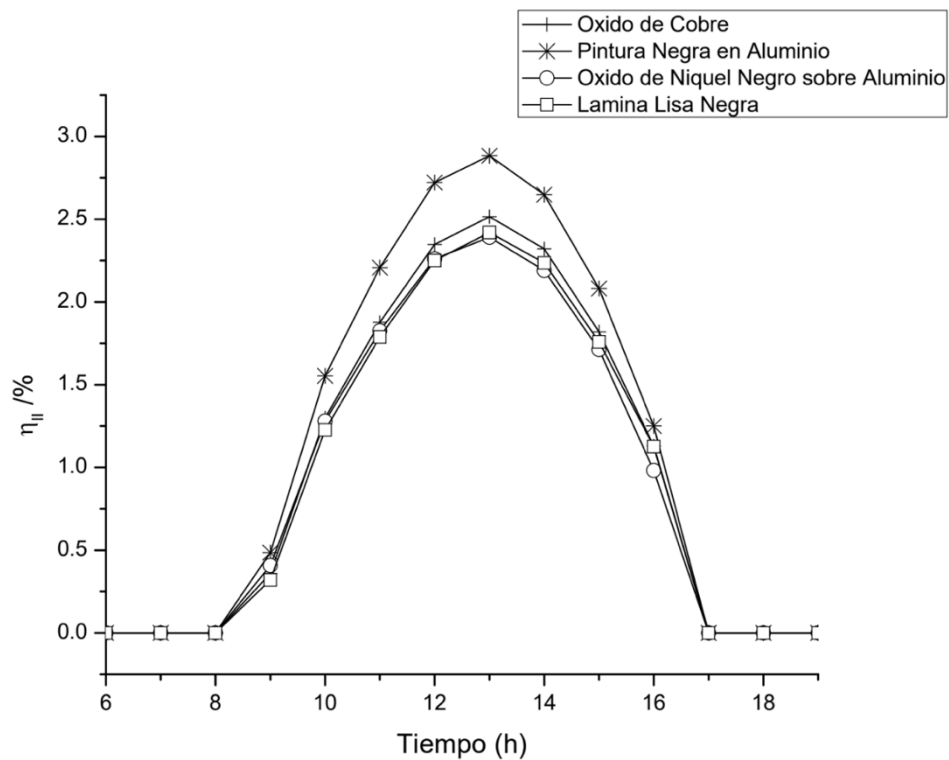


Fig. 12 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la Pa

Es claro que la pintura negra en aluminio es el material que proporciona la eficiencia exergética mayor. Entre la pintura negra en aluminio y el óxido de níquel negro sobre aluminio, la diferencia en sus propiedades es la absorptividad y la emisividad.

4.3.4 Efecto de la variación del material del Aislante

Los materiales seleccionados y sus propiedades se muestran en la siguiente tabla:

	k	ε	ρ	C
Corcho	0.045	0.7	45	1880
Espuma de Poliuretano	0.023	0.9	24	1600
Poliestireno Expandido	0.040	0.9	16	1200

Tabla 12 Materiales para el Aislante

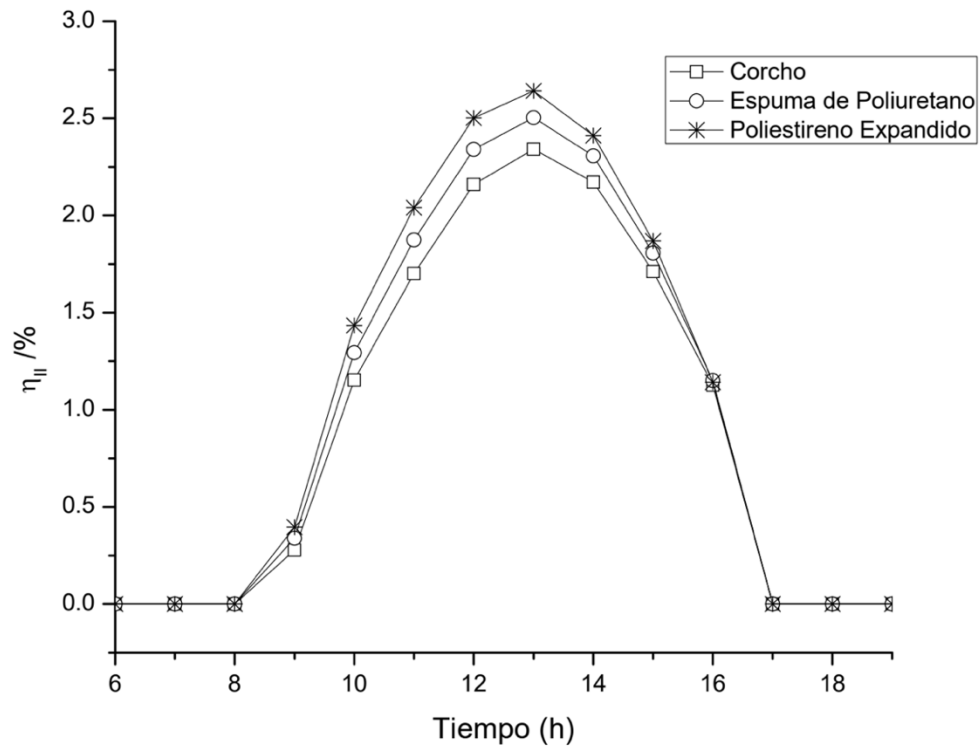


Fig. 13 Eficiencia exergetica para diferentes materiales de la Ai

Es poco el efecto de variar los materiales del aislante. Se obtiene una eficiencia exergetica, de 2.4 para el menor y 2.6 para el mayor, concluyendo que podría tomarse cualquier material para el aislante y se obtendrían los mismos resultados.

4.3.5 Efecto de la Variación del material de la Placa Base

Los materiales seleccionados y sus propiedades se muestran en la siguiente tabla

	k	ρ	C
Corcho	0.045	45	1880
Espuma de Poliuretano	0.023	24	1600
Poliestireno Expandido	0.040	16	1200
Madera de Pino	0.15	450	2700

Tabla 13 Materiales para La Placa Base

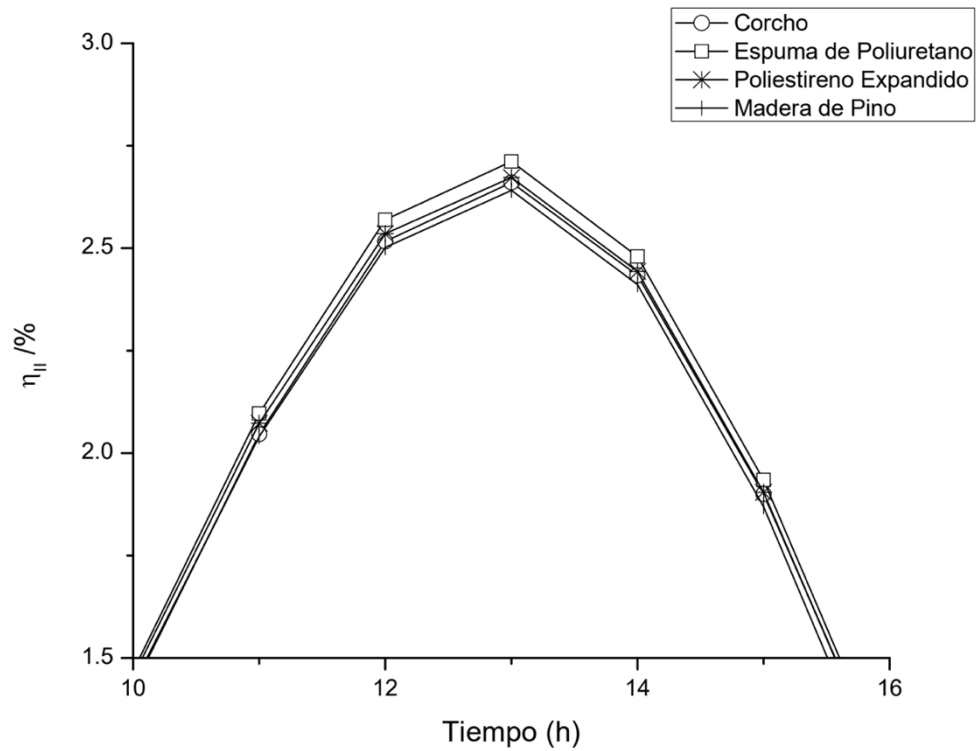


Fig. 14 Eficiencia exergética para diferentes materiales de la Pb

Al igual que los materiales del aislante, el efecto de variar los materiales en la placa base es poco significativo para las condiciones de operación establecidas.

4.3.6 Efecto de la variación del material del marco lateral

Los materiales seleccionados y sus propiedades se muestran en la tabla 13. Para los marcos laterales solo son tres propiedades las involucradas, conductividad térmica, densidad y calor específico. Se obtiene la eficiencia exergética para cada material.

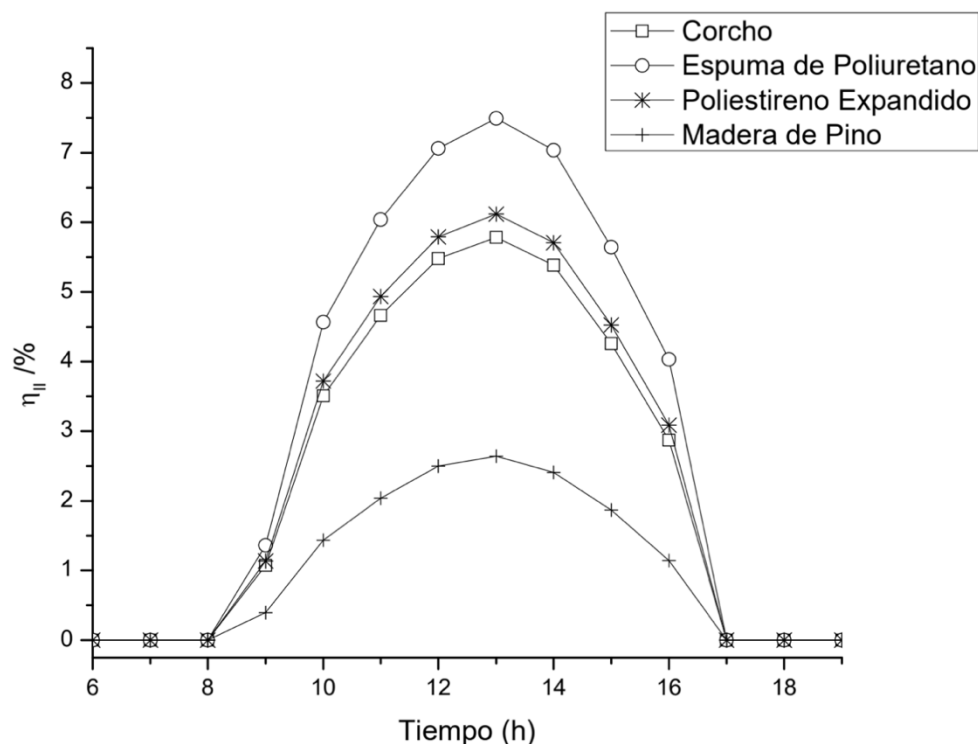


Fig. 15 Eficiencia exergetica para diferentes materiales de la ML.

La mayor variación en los valores de la eficiencia se alcanza en el marco lateral. El valor más alto de eficiencia se alcanza para la espuma de poliuretano, la propiedad física más influyente de este material es la conductividad térmica, que tiene un bajo valor para evitar pérdidas de energía debido al transporte de calor desde el colector al entorno.

Por lo tanto, se logran valores más altos de temperatura de salida, exergía de salida y eficiencia de segunda ley. De esta cifra, se observa que, debido a la alta conductividad térmica de la madera de pino, la tasa de decremento tanto en la exergía de entrada como en la de salida es aproximadamente igual durante la tarde, por lo que la eficiencia disminuye uniformemente. Sin embargo, para los otros materiales después de un cierto tiempo en la tarde, el decremento en la exergía de entrada domina sobre la reducción en la exergía de salida. Esto produce un aumento de la eficiencia debido a su dependencia inversa.

4.3.7 Efecto de la variación del espesor de la CS en la eficiencia exergetica.

A partir de este punto, los materiales y los valores mostrados de sus propiedades físicas en la tabla 14 son los utilizados para obtener todos los resultados al variar los parámetros geométricos de diseño.

Elemento	Material	k	ε	K	n_2	ρ	C
CS	Vidrio Pyrex	1	0.85	25.14	1.470	2225	835
PA	Lamina Lisa Negra	52	0.88			7800	500

AI	Poliestireno Expandido	0.04	0.9			16	1200
PB	Madera de Pino	0.15				450	2700
ML	Madera de Pino	0.15				450	2700

Tabla 14 Materiales para el Aislante.

Para la cubierta superior se utilizaran 3 datos diferentes como grosor del elemento los cuales son: 0.001, 0.003 y 0.005.

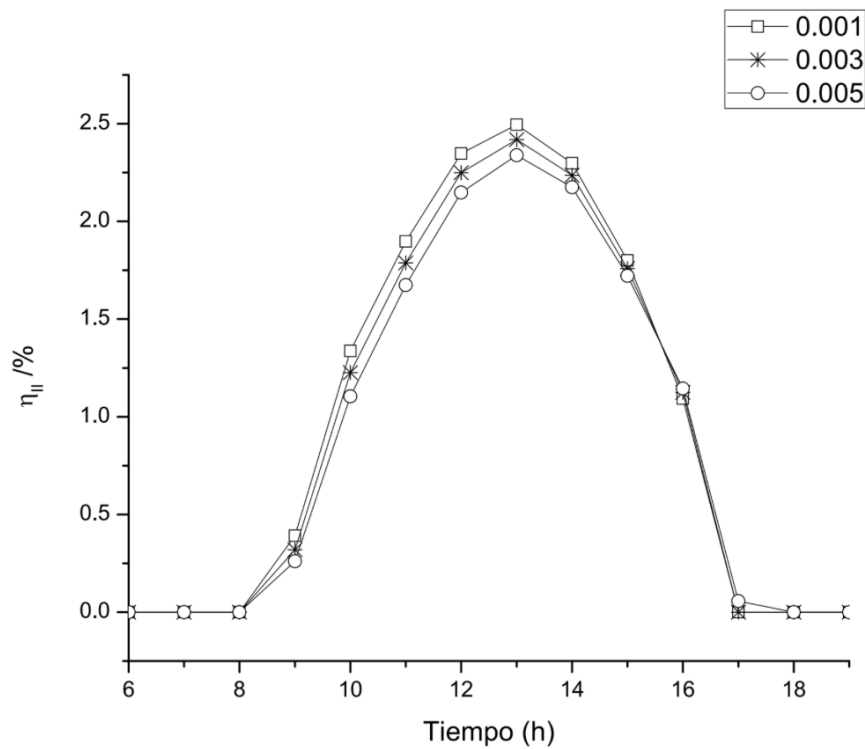


Fig. 16 Eficiencia exergetica para diferentes grosores de la CS.

Para el Aislante se utilizaran 3 datos diferentes como grosor del elemento los cuales son: 0.005, 0.01 y 0.015.

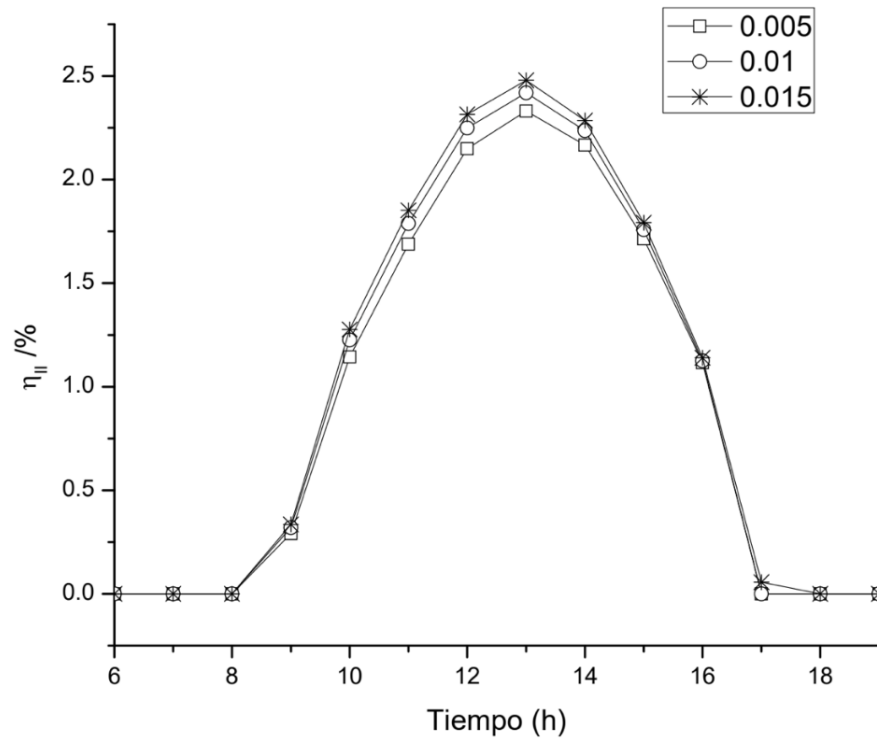


Fig. 17 Eficiencia exergetica para diferentes grosores de la Ai

Para la Placa Absorbedora se utilizaran 3 datos diferentes como grosor del elemento los cuales son: 0.0005, 0.001 y 0.002.

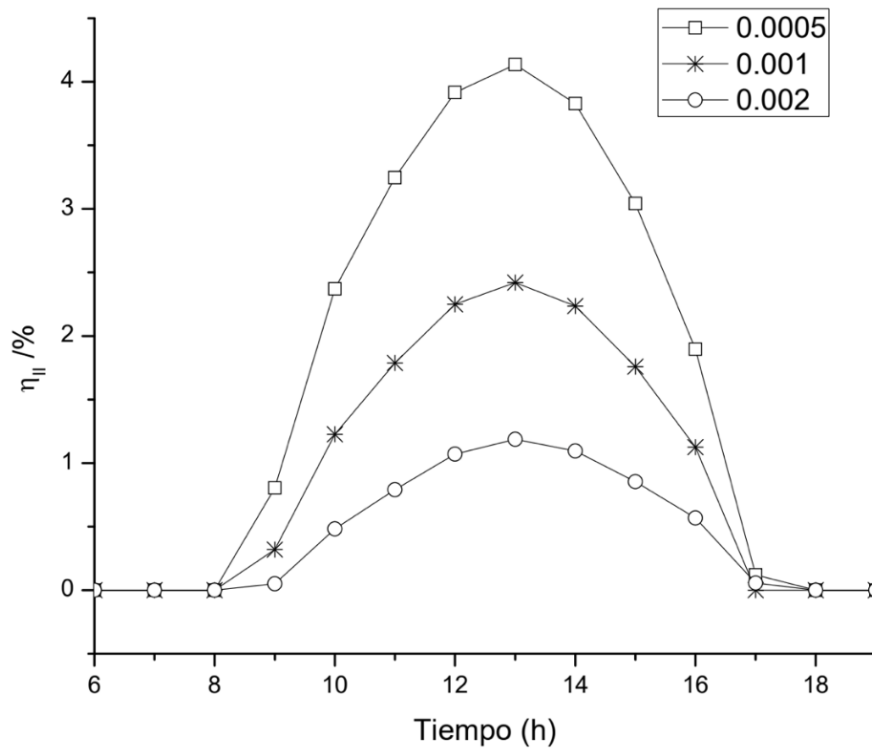


Fig. 18 Eficiencia exergetica para diferentes grosores de la Pa

Para el Marco lateral se utilizaran 3 datos diferentes como grosor del elemento los cuales son: 0.015, 0.025 y 0.030.

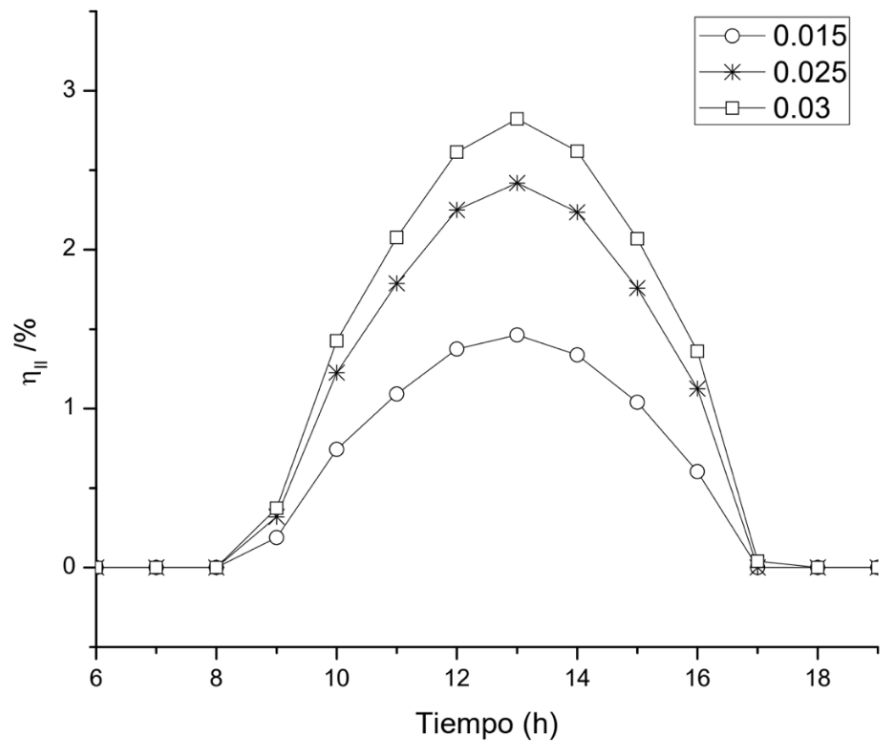


Fig. 19 Eficiencia exergética para diferentes grosores de la MI

Para la Altura entre la placa absorbidora y el aislante se utilizaran 3 datos diferentes los cuales son: 0.1, 0.175 y 0.25.

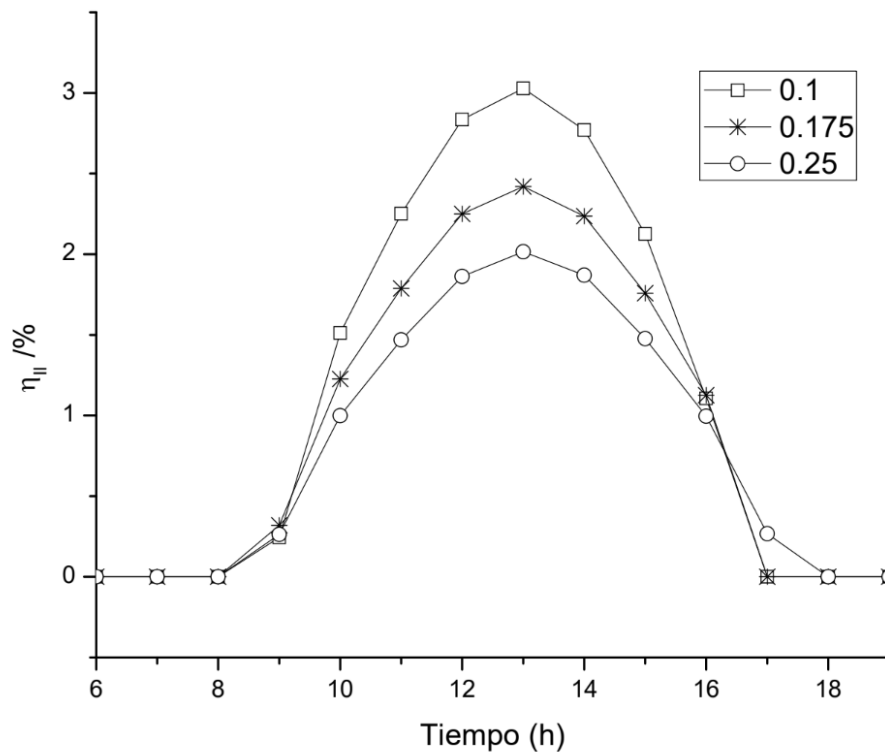


Fig. 20 Eficiencia exergética para diferentes alturas entre la Pa-Ai

Para el Ancho del colector se utilizaran 3 diferentes medidas los cuales son: 0.5, 1 y 1.5.

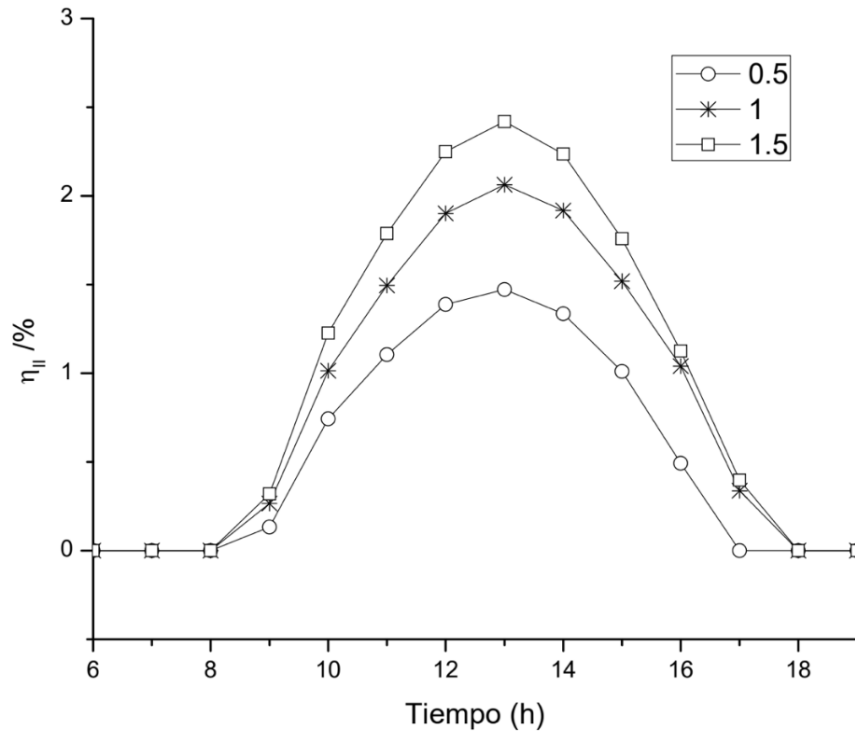


Fig. 21 Eficiencia exergética para la variación del ancho del colector

Para el Largo del colector se utilizaran 3 diferentes medidas los cuales son: 0.5, 1 y 1.5.

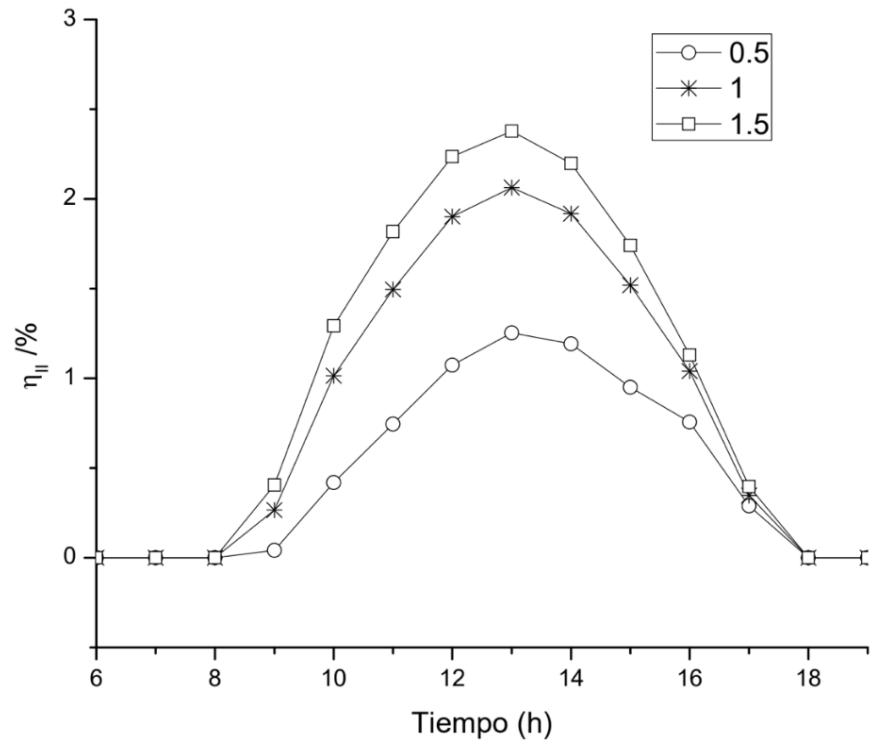


Fig. 22 Eficiencia exergética para la variación de la longitud del colector

De la figura 17 y 19 se puede ver como la eficiencia de la exergía aumenta con el incremento del espesor del aislamiento y marco lateral, respectivamente. Esto se debe al aumento de la resistencia térmica que causa la disminución del transporte de calor desde el colector al entorno y la disminución de las pérdidas. Sin embargo, en las figuras 16 y 18, la eficiencia de la exergía disminuye cuando los espesores de la cubierta y el absorbedor aumentan. Un aumento en el espesor de la cubierta superior produce una disminución en su transmisividad y un aumento en su absortividad. Por lo tanto, la radiación que llega al absorbedor disminuye. Cuando el grosor de la placa absorbente disminuye, la energía transferida al fluido de trabajo aumenta y se alcanzan valores de temperatura más altos en la salida del colector. Por lo tanto, tanto la exergía útil como la eficiencia de la exergía aumentan.

Además, se observa que, para los rangos de variación considerados en el espesor de cada elemento, la variación del espesor de la placa absorbente es la que tiene la mayor influencia en la eficiencia de la segunda ley con un valor máximo de aproximadamente 4.1 %. Por otro lado, los efectos de la longitud del colector y el ancho del colector se representan en las figuras 21 y 22, respectivamente. A medida que aumentan tanto la longitud como la anchura del colector, aumentan tanto la entrada como las exergías útiles. Sin embargo, el incremento asociado con la exergía útil domina el incremento asociado con la exergía de entrada de tal manera que la eficiencia de la exergía aumenta. La figura 20 muestra que cuando la distancia del absorbedor de aislamiento o la profundidad del canal aumentan, la eficiencia de la exergía disminuye debido al decremento tanto en la temperatura de salida de fluido de trabajo como en la exergía de salida. En este caso, el volumen de fluido de trabajo para calentar es mayor y, por lo tanto, la temperatura del nanofluido de salida es menor. Las influencias de la variación de la distancia de la cubierta del absorbedor y la variación del espesor de la placa base en la eficiencia de la exergía no son significativas y por esta razón no se muestran.

Las condiciones finales definidas para una mayor eficiencia en el sistema utilizando Dióxido de Titanio con una nanopartícula tipo cuchilla.

Flujo másico	0.0035 kg/s	Longitud del colector	1.2 m
Temperatura del sol	5326.85 °C	Ancho del colector	1.5 m
Temperaturas iniciales (FT, CS, PA, AI, PB y ML)	20°	Distancia de aislante a placa absorbidora	0.1 m
Tiempo inicial	6 horas	Espesor marco lateral	0.030 m
Tiempo final	19 horas	Espesor placa base	0.035 m
Paso h	0.001	Espesor aislante	0.02 m
Temperatura de salida para cada ciclo	$T_{fts} = 2T_{ft} - T_{fte}$	Espesor placa absorbidora	0.0005 m

Distancia de placa absorbidora a cubierta superior	0.04 m	Espesor cubierta superior	0.001 m
Material PA	Lamina Lisa Negra	Material CS	Vidrio Pyrex
Material PB	Madera de Pino	Material AI	Poliestireno expandido
		Material ML	Madera de pino

Tabla 15 Condiciones de Finales de Operación

4.4 Eficiencia Exergética y Energética

A partir de la parametrización se realizó el análisis de las configuraciones óptimas que se pueden obtener.

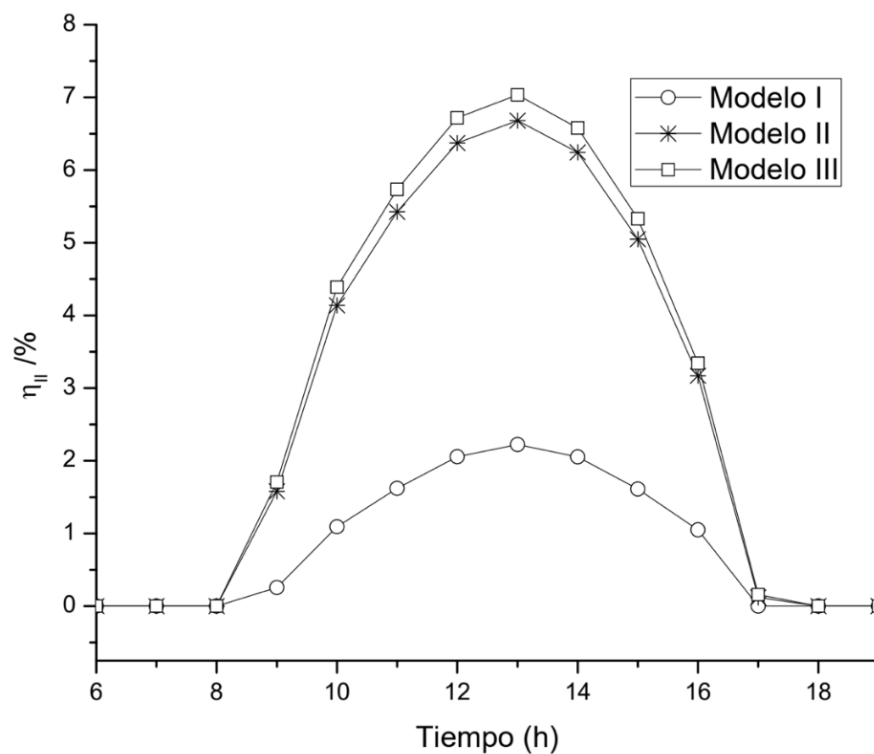


Fig. 23 Eficiencia exergética para los modelos obtenidos

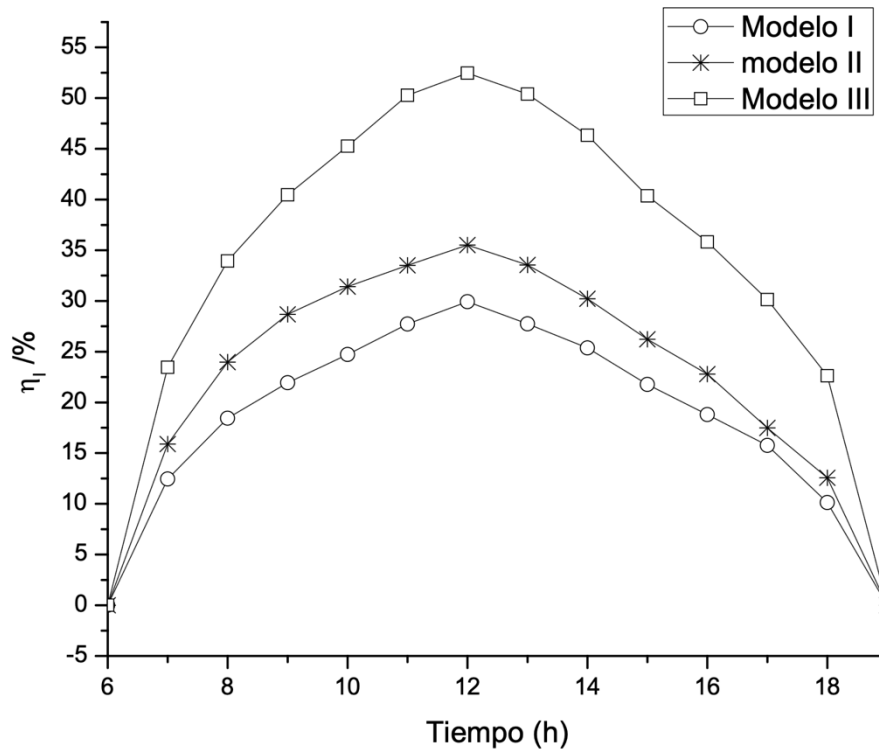


Fig. 24 Eficiencia energética para los modelos obtenidos

El modelo I considera los valores de los parámetros geométricos y materiales reportados en el estudio de Gustavo Espinoza, los cuales se utilizan como referencia para la formulación del modelo matemático del colector solar de placa plana. El Modelo II se construye a partir de los valores óptimos de los parámetros geométricos obtenidos mediante el análisis paramétrico realizado en este trabajo, los cuales corresponden a las configuraciones que presentan mayores valores de eficiencia exergética y energética. Por su parte, el Modelo III, incorpora, además de los parámetros geométricos optimizados, la selección de materiales que presentan el mejor desempeño en términos de eficiencia dentro de las condiciones analizadas. Los resultados obtenidos muestran que se logra un incremento en la eficiencia en el Modelo II respecto al Modelo I, mientras que el Modelo III presenta una mejora aún mayor en el desempeño del sistema.

4.5 Generación de Entropía

TIEMPO	Modelo I	Modelo II	Modelo III
6	0	0	0
6.5	0.083716786	0.152732026	0.202837993
7	0.332014737	0.605488878	0.656140712
7.5	1.096296847	1.999150372	2.049221417
8	3.04372426	5.547865262	5.594028627
8.5	8.072227614	14.67939559	14.70252537
9	18.50790951	33.39285646	33.2656449
9.5	25.6554298	45.79821767	45.39557795
10	25.59438144	45.48404439	44.99259332
10.5	26.6101623	47.1248403	46.5491305
11	27.90461202	49.21713523	48.53663695
11.5	28.41413686	49.97258221	49.22390627
12	29.80120036	52.27899654	51.44683448
12.5	30.10166096	52.71026035	51.83245174
13	28.92651208	50.66634681	49.8232144
13.5	27.56387646	48.32722377	47.5388505
14	25.14278177	44.1618752	43.46721481
14.5	21.33802979	37.64347156	37.11161616
15	19.55639439	34.60398201	34.15758949
15.5	15.67948123	27.8514944	27.53407263
16	9.407362381	16.84229481	16.7133521
16.5	4.121156606	7.438424836	7.424366137
17	1.310616807	2.376481139	2.396816054
17.5	0.300993695	0.545636653	0.572855055
18	0.049050701	0.087584673	0.116715006
18.5	0.004448472	0.006236524	0.03660983
19	0	0	0

Tabla 16 Generación de Entropía para los diferentes modelos obtenidos

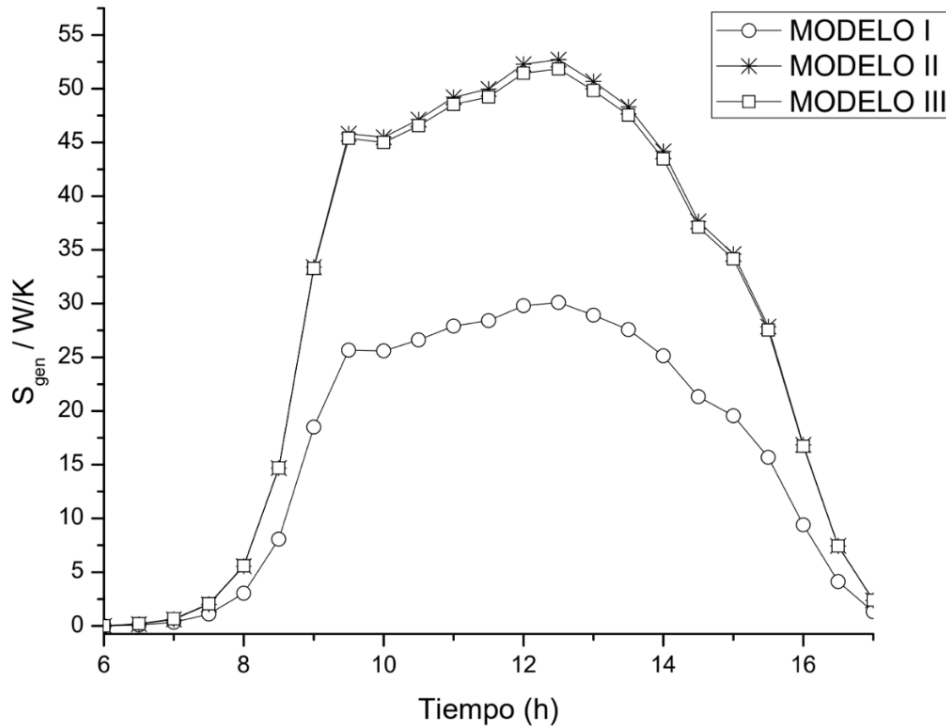


Fig. 25 Generación de Entropía para los modelos obtenidos

El modelo I considera los valores de los parámetros geométricos y materiales reportados en el estudio de Gustavo Espinoza. El Modelo II se constituye por los valores óptimos de los materiales con valores más altos de eficiencia obtenido en el análisis paramétrico. En el Modelo III, además de los parámetros geométricos óptimos, también se incluyeron los materiales utilizados con mayor eficiencia. Se observa que la configuración con el valor más bajo de eficiencia exergética (es decir, el modelo I) también alcanza los valores más bajos de generación de entropía. Esto está relacionado con el hecho de que la exergía de entrada en esta configuración es mucho menor que en las otras dos configuraciones debido a su área de recepción de energía solar que es más pequeña. Por lo tanto, aunque la exergía de salida y la eficiencia exergética son las más bajas en este modelo I, el valor de destrucción de exergía y generación de entropía también son los más bajos.

4.6 Conclusión

El análisis de resultados desarrollado en este capítulo se centró en evaluar el impacto de la variación de los materiales y las geometrías de los componentes del colector solar. Los resultados obtenidos indican que los materiales empleados en la cubierta superior y en la placa absorbidora son los que mayor influencia ejercen sobre la eficiencia exergética del sistema, siendo estos componentes críticos para el desempeño térmico global. En contraste, al analizar las modificaciones geométricas, se identificó que la geometría de la cubierta superior también representa el factor más relevante, mientras que las demás variaciones geométricas presentan efectos marginales sobre el rendimiento del colector. Estos hallazgos permiten enfocar futuros esfuerzos de optimización en los elementos que realmente aportan mejoras significativas a la eficiencia del sistema.

4.7 Referencias

- [1] Optimization of Energy Systems. Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen. University of Ontario Institute of Technology, Canada. Pouria Ahmadi Simon Fraser University, Canada. This edition first published 2017. © 2017 John Wiley & Sons
- [2] <https://es.wikipedia.org/wiki/Polimetilmetacrilato>
- [3] <https://www.infraredheaters.com/manual13.html>
- [4] LIBRO DE COCCION SOLAR (RICS-CYTED). Editores: Alfredo Esteves y Roberto Román.
- [5] <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/06/propiedades-termicas.html>
- [6] <https://es.wikipedia.org/wiki/Policarbonato>
- [7] https://es.wikipedia.org/wiki/Vidrio#Propiedades_del_vidrio
- [8] TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA: FUNDAMENTOS Y APLICACIONES. Cuarta edición. YUNUS A. ÇENGEL, AFSHIN J. GHAJAR.
- [9] Principles of SOLAR ENGINEERING. D. Yogi Goswami. 2015 by Taylor & Francis Group, LLC.
- [10] <https://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio>
- [11] PROCESS HEAT TRANSFER. PRINCIPLES, APPLICATIONS AND RULES OF THUMB. Robert W. Serth, Thomas G. Lestina. 2014 Elsevier Inc.
- [12] Solar Energy Engineering Processes and Systems. Second Edition. Soteris A. Kalogirou. 2014 Elsevier Inc.
- [13] <http://aislatex.com/materiales/lana-mineral/>
- [14] https://www.testo.com/es-ES/Emisividades+de+los+materiales+m%C3%A1s+importantes/services_knowledgeable_the_ography_emissivity_table
- [15] <http://www.elicrom.com/content/EMISIVIDADES%20NORMALES.pdf>
- [16] http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/inrefraccion.pdf

CONCLUSIONES GENERALES

En este trabajo se desarrolló un modelo matemático para la simulación del comportamiento térmico de un colector solar de placa plana con cubierta, basado en un sistema de seis ecuaciones diferenciales acopladas que representan los balances de energía en los distintos componentes del colector. En el modelo se integraron los efectos de la radiación solar directa y difusa, así como las condiciones ambientales, incluyendo la temperatura ambiente y la velocidad del viento, incorporando además el análisis energético y exergético del sistema.

Con base en el modelo propuesto, se implementó un código computacional en MATLAB y se validó con datos experimentales y esto permitió resolver numéricamente el sistema de ecuaciones mediante el método de Runge-Kutta-Fehlberg y realizar un análisis paramétrico del colector. Como resultado, se obtuvieron los perfiles de temperatura de los diferentes componentes, alcanzando valores máximos de aproximadamente 48.60 °C para agua, mientras que el uso de nanofluidos permitió incrementar la temperatura hasta valores cercanos a 53.71 °C, lo que representa una mejora térmica cercana al 10 %.

El análisis de sensibilidad evidenció que las propiedades de los materiales empleados en la cubierta superior y en la placa absorbente tienen la mayor influencia en la eficiencia exergética del sistema, siendo el vidrio Pyrex para la cubierta superior y la lamina lisa pintado de negro para la placa absorbente los materiales más apropiados para mejorar el rendimiento del colector. Además, los resultados mostraron que la eficiencia exergética aumento hasta 4.1 veces al reducir el espesor de la placa absorbente de 0.002 m a 0.0005 m, y hasta 3 veces al incrementar el espesor del marco lateral de 0.015 m a 0.03 m, esto debido al aumento de la resistencia térmica que causa una disminución en la fuga de calor del dispositivo por lo consiguiente aumenta la temperatura de salida del fluido de trabajo. El estudio de las variaciones geométricas del colector mostró que la geometría de la cubierta superior es uno de los parámetros con mayor impacto en el rendimiento del dispositivo, mientras que otras modificaciones geométricas presentan efectos menos significativos en la eficiencia del sistema.

Finalmente, se definieron tres modelos con diferentes combinaciones de parámetros geométricos y materiales, con el fin de evaluar su impacto en el desempeño del colector. Se encontró que el Modelo III presenta el mejor comportamiento, incrementando la eficiencia exergética máxima en aproximadamente 5 % y 1 % en comparación con los Modelos I y II, respectivamente, alcanzando un valor máximo cercano al 7 % en el intervalo de 11 a 13 horas.

Mediante el análisis exergético y energético fue posible identificar configuraciones que permiten mejorar el desempeño del colector solar, destacando un flujo másico de 0.0035 kg/s, dimensiones del colector de hasta 1.2 m de longitud y 1.5 m de ancho, así como el uso de nanofluidos basados en dióxido de titanio con nanopartículas en forma de cuchilla. Estas condiciones favorecen un mayor aprovechamiento de la energía solar y una reducción relativa de las irreversibilidades, contribuyendo al diseño y optimización de colectores solares de placa plana para el calentamiento de nanofluidos en condiciones ambientales específicas.

SUGERENCIAS PARA FUTUROS TRABAJOS

Con base en los resultados obtenidos en la presente investigación, se proponen las siguientes líneas de trabajo futuro orientadas a fortalecer y ampliar el estudio del desempeño de colectores solares de placa plana:

Estudio de nanofluidos y nanofluidos híbridos

Se propone ampliar el análisis mediante la incorporación de nanofluidos híbridos, los cuales combinan diferentes tipos de nanopartículas con el fin de mejorar las propiedades termo-físicas del fluido de trabajo. Asimismo, se recomienda evaluar distintas concentraciones volumétricas, tamaños y formas de nanopartículas, con el objetivo de identificar configuraciones que maximicen la transferencia de calor y la eficiencia exergética del sistema.

Mejoras en la modelación térmica

Se sugiere incorporar modelos más detallados de transferencia de calor, considerando efectos no lineales, variaciones espaciales más precisas y condiciones transitorias más complejas, lo que permitiría obtener una representación más realista del comportamiento del colector solar bajo condiciones dinámicas.

Optimización avanzada del sistema

Se recomienda profundizar en técnicas de optimización que permitan evaluar de manera simultánea múltiples variables de diseño y operación, tales como parámetros geométricos, propiedades de materiales y condiciones ambientales, con el fin de encontrar configuraciones globalmente óptimas.

Implementación de inteligencia artificial

Se propone la integración de técnicas de inteligencia artificial, particularmente mediante el uso de redes neuronales artificiales, para el modelado, predicción y optimización del desempeño del colector solar. Estas herramientas permitirán identificar relaciones no lineales complejas entre las variables del sistema y reducir significativamente los tiempos de cómputo en comparación con los métodos numéricos tradicionales.

Desarrollo de modelos híbridos físico-computacionales

Finalmente, se recomienda el desarrollo de modelos híbridos que integren el modelo físico obtenido con técnicas de inteligencia artificial, lo que permitiría mejorar la precisión de las predicciones y facilitar la optimización en tiempo real. Este enfoque representa una línea de investigación prometedora a nivel doctoral para el diseño de sistemas solares térmicos más eficientes.

Referencias

- [1] REN 21. Energías renovables 2016 reporte de la situación mundial.
- [2] SENER. Reporte de avances de energías limpias primer semestre 2016. México, 2016.
- [3] John A. Duffie, William A. Beckman. Solar Engineering of Thermal Processes. Fourth Edition. John Wiley & Sons, Inc. 2013.
- [4] M. Imtiaz Hussain, C. Ménéz, 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, 2018.
- [5] M. P. Islam and T. Morimoto, "Advances in low to medium temperature non-concentrating solar thermal technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 2066–2093, 2018.
- [6] M. Ghazouani, M. Bouya, and M. Benaissa, "Thermo-economic and exergy analysis and optimization of small PTC collectors for solar heat integration in industrial processes," *Renewable Energy*, vol. 152, pp. 984–998, 2020.
- [7] G. Barone, A. Buonomano, C. Forzano, and A. Palombo, "Chapter 6 - solar thermal collectors," in *Solar Hydrogen Production*, F. Calise, M. D. D'Accadia, M. Santarelli, A. Lanzini, and D. Ferrero, Eds. Academic Press, 2019, pp. 151–178.
- [8] G. Espinosa, G. Ibáñez, "Caracterización térmica y análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas para calentamiento de aire". Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables. 2019.
- [9] A. Bejan, D.W. Kearney, F. Kreith. Second law analysis and synthesis of solar collector systems. *Journal of solar energy engineering*. Vol. 103/23. February 1981.
- [10] K. Altfeld, W. Leiner, M. Fiebig. Second law optimization of flat-plate solar air heaters, part I. *Solar energy*. Vol. 41. Pp. 127-132. 1988.
- Bracamonte-Baran Johane Hans, Baritto-Loreto Miguel Leonardo. Análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas no isotérmicas para calentamiento de aire utilizando un modelo adimensional. *Ingeniería investigación y tecnología*. Vol. 14. Pp. 237-247. 2013.
- [11] Mouna Hamed, Ali Fallah, Ammar Ben Brahim. Numerical analysis of charging and discharging performance of an integrated collector storage solar water heater. *International of hydrogen energy*. Vol. 4 2. Pp 8777 – 8789. 2017.
- [12] Antonio J. Gutiérrez-Trashorrasa, Eunice Villicaña-Ortiz, Eduardo Álvarez-Álvarez, Juan M. González-Caballín, Jorge Xiberta-Bernata, María J. Suarez-López. Attenuation processes of solar radiation. Application to the quantification of direct and diffuse solar irradiances on horizontal surfaces in Mexico by means of an overall atmospheric transmittance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 81. Pp 93–106. 2018.
- [13] K.N. Shukla, Saroj Rangnekar, K. Sudhakar. Comparative study of isotropic and anisotropic sky models to estimate solar radiation incident on tilted surface: A case study for Bhopal, India. *Energy Reports*. Vol. 1. Pp 96 – 103. 2015.
- [14] E. Torres-Reyes, B. A. Ibarra-Salazar, J. G. Cervantes-De G. Thermoeconomic analysis at optimal performance of non-isothermal flat-plate solar collectors. *Applied Thermodynamics*. Vol. 4. Pp. 103-109. June 2001.
- [15] E. Torres-Reyes, B. A. Ibarra-Salazar, J. G. Cervantes-De Gortari, M. Picon-Nuñez. A design method of flat-plate solar collectors base on minimum entropy generation. *Exergy Int. J.* Vol. 1. Pp. 46-52. 2001.
- [16] I. Luminosu, L. Fara. Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy*. Vol. 30. Pp. 731-747. 2005.
- [17] M. K. Gupta, S. C. Kaushik. Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater. *Energy*. Vol. 33. Pp. 1691-1702. 2008.

-
- [18] S. Farahat, F. Sarhaddi, H. Ajam. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*. Vol. 34. Pp. 1169-1174. 2009.
- [19] Miguel Baritto, Johane Bracamonte. A dimensionless model for the outlet temperature of a nonisothermal flat plate solar collector for air heating. *Solar energy*. Vol. 86. Pp. 647-653. 2012.
- [20] Bracamonte-Baran Johane Hans, Baritto-Loreto Miguel Leonardo. Análisis de irreversibilidades en colectores solares de placas planas no isotérmicas para calentamiento de aire utilizando un modelo adimensional. *Ingeniería investigación y tecnología*. Vol. 14. Pp. 237-247. 2013.
- [21] Miguel Baritto, Johane Bracamonte. Ecuación aproximada para la generación de entropía en colectores solares planos no isotérmicos para calentamiento de aire. *Revista iberoamericana de ingeniería mecánica*. Vol. 17. Pp. 149-162. 2013.
- [22] Farzad Jafarkazemi, Emad Ahmadifard. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*. Vol. 56. Pp 55 - 63. 2013.
- [23] Mahdi Hedayatzadeh, Faramarz Sarhaddi, Ali Safavinejad, Faramarz Ranjbar, Hossein Chaji. Exergy loss-based efficiency optimization of a double-pass/glazed v-corrugated plate solar air heater. *Energy*. Vol. 94. Pp 799 – 810. 2016.
- [24] Mahdi Hedayatzadeh, Faramarz Sarhaddi, Ali Safavinejad, Faramarz Ranjbar, Hossein Chaji. Exergy loss-based efficiency optimization of a double-pass/glazed v-corrugated plate solar air heater. *Energy*. Vol. 94. Pp 679 – 702. 2016.
- [25] Iuliana Soriga, Viorel Badescu. Thermal inertia of flat-plate solar collectors in different radiative Regimes. *Energy Conversion and Management*. Vo. 111. Pp 27 – 37. 2016.
- [26] M.M. Matheswaran, T.V. Arjunanb, D. 2018. Somasundaram. Analytical investigation of solar air heater with jet impingement using energy and exergy analysis. *Solar Energy*. Vol. 161. Pp. 25–37.
- [27] FUMEC. Programa innovación orientada, energía solar.
- [28] M. Faizal, R. Saidur, “Energy, economic, and environmental analysis of a flat-plate solar collector operated with SiO₂ nanofluid”. Department of Engineering. 2015.
- [29] 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, 2018.
- [30] Matheswaran, T.V. Arjunanb, D. 2018. Somasundaram. Analytical investigation of solar air heater with jet impingement using energy and exergy analysis. *Solar Energy*. Vol. 161. Pp. 25–37.
- [31] Javier María Méndez Muñoz, Rafael Cuervo García, Bureau Veritas Formación. Energía solar térmica. 3ra edición. Fundación confemetal. Madrid.
- [32] Alper Mete, “Thermal performance of a nanofluid-based flat plate solar collector: A transient numerical study” Dokuz Eylul University. 2017.
- [33] Asmaa Ahmed, Hasan Baig, “Use of Nanofluids in Solar PV/Thermal Systems”Hindawi, 2019.
- [34] H. Javaniyan, “Thermal performance evaluation of a nanofluid-based flat-plate solar collector2. Akadémiai Kiadó. 2019.
- [35] Ghassan Fadhl, W. Abdullah, “Optimización de transferencia de calor de un colector solar usando nanofluidos. De Gruyter. 2022.
- [36] Zafar Said, “Recent advances on nanofluids for low to medium temperature solar collectors: energy, exergy, economic analysis and environmental impact” National Technical University of Athens, Greece. 2021.
- [37] L. Syam Sundar, “Heat transfer, energy, and exergy efficiency enhancement of nanodiamond/water nanofluids circulate in a flat plate solar collector”. Center for Mechanical Technology and Automation. 2021.
- [38] B. Balaji, “Estudio de nanofluidos en un colector solar”, VIT Univerty, 2022.
- [39] Husam, “Improve the performance of solar thermal collectors by varying the concentration and nanoparticles diameter of silicon dioxide” Open Engineering. 2022.

-
- [40] A. Muhammad, A. Naveed, "Energy, exergy and economic (3E) analysis of flat-plate solar collector using novel environmental friendly nanofluid", *Nature Portfolio*. 2023.
- [41] Javier María Méndez Muñiz, Rafael Cuervo García, Bureau Veritas Formación. *Energía solar térmica*. 3ra edición. Fundación confemetal. Madrid.
- [42] Yunes A. Cengel, Michael A. Boles. *Termodinámica*, séptima edición. McGraw-Hill. 2011.
- [43] S. E. Gustafsson, "Transient plane source techniques for thermal conductivity and thermal diffusivity measurements of solid materials," *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 62, no. 3, pp. 797-804, Mar. 1991.
- [44] W. Yu and H. Xie, "A Review on Nanofluids: Preparation, Stability Mechanisms, and Applications," *J. Nanomater.*, vol. 2012, pp. 1-17, Jan. 2012.
- [45] A. K. Azad, "Application of Artificial Neural Networks in Energy Systems: A Review," *Int. J. Energy Res.*, vol. 33, no. 1, pp. 13-32, Jan. 2009.