



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral
Regional Unidad Oaxaca

Maestría en Ciencias en Conservación y Aprovechamiento
de Recursos Naturales

Ingeniería

**Análisis de eficiencia térmica del calentamiento solar de
aire mediante un concentrador de canal parabólico
como sistema auxiliar en el proceso de secado**

Tesis que para obtener el grado de:
Maestro en Ciencias

Presenta

Vicencio Vitaliano Almaraz Almaraz

Directores de tesis

Dr. Juan Rodríguez Ramírez
Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal

Santa Cruz Xoxocotlán, Oaxaca, México

Julio de 2020



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARIA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-13
REP 2017

**ACTA DE REGISTRO DE TEMA DE TESIS
Y DESIGNACIÓN DE DIRECTOR DE TESIS**

Ciudad de México de del

El Colegio de Profesores de Posgrado de Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral regional, Unidad Oaxaca (CIIDIR-OAXACA) en su Sesión No. celebrada el día del mes **agosto** de **2019**, conoció la solicitud presentada por el (la) alumno (a):

Apellido Paterno:	Almaraz	Apellido Materno:	Almaraz	Nombre (s):	Vicencio Vitaliano
-------------------	----------------	-------------------	----------------	-------------	---------------------------

Número de registro:

del Programa Académico de Posgrado: **Maestría en Ciencias en Conservación y aprovechamiento de Recursos Naturales**

Referente al registro de su tema de tesis; acordando lo siguiente:

1.- Se designa al aspirante el tema de tesis titulado:

"Análisis de eficiencia térmica del calentamiento solar de aire mediante un concentrador de canal parabólico como sistema auxiliar en el proceso de secado"

Objetivo general del trabajo de tesis:

Evaluar el efecto de las condiciones de operación en el desempeño térmico de un arreglo de concentradores de canal parabólico para la generación de calor de proceso

2.- Se designa como Directores de Tesis a los profesores:

Director: 2° Director:
No aplica:

3.- El Trabajo de investigación base para el desarrollo de la tesis será elaborado por el alumno en:

Las instalaciones del Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral regional, Unidad Oaxaca (CIIDIR-OAXACA)

que cuenta con los recursos e infraestructura necesarios.

4.- El interesado deberá asistir a los seminarios desarrollados en el área de adscripción del trabajo desde la fecha en que se suscribe la presente, hasta la aprobación de la versión completa de la tesis por parte de la Comisión Revisora correspondiente.

Director(a) de Tesis

Dr. Juan Rodríguez Ramírez

Aspirante

Vicencio Vitaliano Almaraz Almaraz

2° Director de Tesis

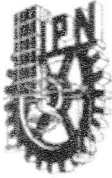
Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal

Presidente del Colegio

Dr. Salvador Isidro Belmonte Jiménez



CENTRO INTERDISCIPLINARIO
DE INVESTIGACIÓN PARA EL
DESARROLLO INTEGRAL REGIONAL
C.I.I.D.I.R.
UNIDAD OAXACA
I.P.N.



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14
REP 2017

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez siendo las 13:00 horas del día 30 del mes de junio del 2020 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Posgrado del: **Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral regional, Unidad Oaxaca (CIIDIR-OAXACA)** para examinar la tesis titulada: "Análisis de eficiencia térmica del calentamiento solar de aire mediante un concentrador de canal parabólico como sistema auxiliar en el proceso de secado" del (la) alumno (a):

Apellido Paterno:	Almaraz	Apellido Materno:	Almaraz	Nombre (s):	Vicencio Vitaliano
-------------------	---------	-------------------	---------	-------------	--------------------

Número de registro:

A	1	8	0	9	8	5
---	---	---	---	---	---	---

Aspirante del Programa Académico de Posgrado: Maestría en Ciencias en Conservación y aprovechamiento de Recursos Naturales

Una vez que se realizó un análisis de similitud de texto, utilizando el software antiplagio, se encontró que el trabajo de tesis tiene 13 % de similitud. **Se adjunta reporte de software utilizado.**

Después que esta Comisión revisó exhaustivamente el contenido, estructura, intención y ubicación de los textos de la tesis identificados como coincidentes con otros documentos, concluyó que en el presente trabajo SI NO SE CONSTITUYE UN POSIBLE PLAGIO.


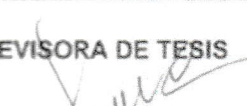




JUSTIFICACIÓN DE LA CONCLUSIÓN:

La similitud encontrada se encuentra ubicada en la sección de marco teórico y metodología, las cuales se encuentran debidamente referenciadas.

****Es responsabilidad del alumno como autor de la tesis la verificación antiplagio, y del director o Directores de tesis el análisis del % de similitud para establecer el riesgo o la existencia de un posible plagio.**

Finalmente y posterior a la lectura, revisión individual, así como el análisis e intercambio de opiniones, los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR** **SUSPENDER** **NO APROBAR** la tesis por **UNANIMIDAD** o **MAYORÍA** en virtud de los motivos siguientes:

El trabajo aporta nuevos conocimientos sobre los concentradores solares, el trabajo experimental fue bien desarrollado, los resultados y análisis de datos fue completo y bien presentado, y el documento en general está redactado adecuadamente incluyendo todos los elementos de una tesis de maestría.

 <u>Dr. Juan Rodríguez Ramírez</u> Director de Tesis Nombre completo y firma	COMISIÓN REVISORA DE TESIS  <u>Dra. Lilia L. Méndez Lagunas</u> Nombre completo y firma	 <u>Dr. Sadoth Sandoval Torres</u> Nombre completo y firma
 <u>Dr. Luis G. Barriada Bernal</u> 2º Director de Tesis (en su caso). Nombre completo y firma	 <u>Dra. Anabel López Ortiz</u> Nombre completo y firma	 <u>Dr. Salvador I. Belmonte Jiménez</u> Nombre completo y firma PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES

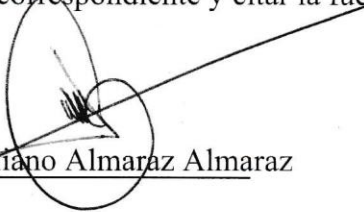


INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez el día 01 del mes de julio del año 2020, el (la) que suscribe Vicencio Vitaliano Almaraz Almaraz alumno(a) del Programa de Maestría en Ciencias en Conservación y Aprovechamiento de Recursos Naturales, con número de registro A180985, adscrito(a) al Centro Interdisciplinario de investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca, manifiesta que es autor(a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Juan Rodríguez Ramírez y el Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal y cede los derechos del trabajo titulado **“Análisis de eficiencia térmica del calentamiento solar de aire mediante un concentrador de canal parabólico como sistema auxiliar en el proceso de secado”**, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección **almarazvicencio@gmail.com**. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.


Vicencio Vitaliano Almaraz Almaraz

Nombre del alumno

Dedicatoria

A la memoria de Pedro Almaraz Almaraz

“No estamos atados para siempre a los confines de este mundo,
y del otro lado hay algo más que recuerdos” Tolkien

A mis padres: Catalina y Nicolás por todo su apoyo y ejemplo de vida. Por sus sacrificios y amor incondicional.

A mis hermanos y sobrinos: María, Donaciano, Florencia, Ofelia y José, por su cariño y paciencia.

A mis amigos de toda una vida Xóchilt Z., Luis E., Uriel, Melquicedeth, Soledad y Denisse, hermanos que me ha dado la sociedad. De manera especial a Liz V. por siempre dar ánimos en tiempos de angustia.

Especial mención mis amigos de posgrado Christopher Cerqueda, Adriana Robles, Irene Chaparro e Itandehui Arriaga gracias por todos los momentos compartidos, los caminos no se vuelven largos cuando un amigo nos acompaña.

Agradecimientos

Agradezco a mis directores de tesis Dr. Juan Rodríguez Ramírez y Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal por sus conocimientos, confianza y apoyo brindado.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo financiero durante mis estudios de posgrado.

Al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, CIIDIR IPN Unidad Oaxaca, por permitirme el uso de sus instalaciones y por la asignación de los apoyos económicos para el desarrollo del presente trabajo mediante el Programa Institucional de Formación de Investigadores (PIFI) y a la Comisión de Operación y Fomento de actividades Académicas (COFAA).

A la secretaria de Investigación y Posgrado (SIP) por el apoyo otorgado al proyecto “Sistema solar de colectores de canal parabólico para suministro de energía de proceso” mediante la convocatoria Proyectos de Desarrollo Tecnológico o Innovación para Alumnos del IPN 2019.

A los miembros de la comisión revisora: Dr. Juan Rodríguez Ramírez, Dra. Lilia Méndez Lagunas, Dr. Sadoth Sandoval Torres, Dra. Anabel López Ortiz y al Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal, gracias por su atención, tiempo y paciencia, mi gratitud siempre para ustedes, ejemplos a seguir.

A la maestra Laura Aquino Gonzales por el acompañamiento durante el posgrado.

Resumen

Un arreglo de concentradores solares de canal parabólico (PTC) fue instalado y evaluado como sistema auxiliar de calentamiento de proceso. El área de apertura del PTC se calculó con relación a la energía calorífica requerida por un secador por aspersión piloto. Turbuladores tipo cinta trenzada fueron diseñados y elaborados para mejorar la eficiencia de transferencia de calor al fluido de trabajo. Los turbuladores se insertaron en los elementos colectores de calor (HCE) de los PTC. La eficiencia teórica del sistema se comparó con la eficiencia calculada de datos experimentales. Aceite térmico y agua se utilizaron como fluido de trabajo en las pruebas de calentamiento.

Las pruebas se realizaron siguiendo un diseño experimental 3^2 , con tres niveles de flujo (9,12 y 15 L/min) y tres configuraciones de HCE, (sin, con uno [TT1] y con dos [TT2] cintas torcidas). Durante las pruebas experimentales se midieron la radiación solar y las condiciones ambientales, el flujo volumétrico del fluido de trabajo y las temperaturas en diferentes posiciones del sistema de calentamiento solar.

Se determinó que el área de apertura óptima del concentrador solar para su funcionamiento como sistema auxiliar es de 12.104 m^2 . El empleo de un turbulador incrementó 25 % la transferencia de calor, mientras que el empleo de dos turbuladores incrementa 62 % este parámetro, con respecto a un HCE sin turbulador.

La desviación de los valores experimentales con respecto a los teóricos para el factor de remoción de calor (F_R) y del coeficiente global de pérdidas (U_L) fueron en el aceite 3.5 % y 18.2 %, mientras que en el agua fueron de 5.7 % y 14.3 %. Los valores indican una curva con mayor pendiente en el caso del aceite, debido a que se alcanzan temperaturas superiores a los 120°C , mientras que con el agua se alcanza una máxima de 68.66°C . Debido a que se alcanzan temperaturas más altas con aceite se tiene una menor eficiencia del PTC, sin embargo, el agua tiene un límite de temperatura de trabajo de 100°C . El calor útil promedio generado con aceite como fluido de trabajo fue de 3 kW y con agua fue de 6 kW.

Dirigido por

Dr. Juan Rodríguez Ramírez

Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal

Abstract

An array of parabolic trough solar concentrators (PTC) was installed and evaluated as an auxiliary process heating system. The aperture area of the PTC was calculated concerning the heat energy required by a pilot spray dryer. Twisted tape type turbulators were designed and built to improve the efficiency of heat transfer to the working fluid. The turbulators were inserted into the heat collecting elements (HCE) of the PTC. The theoretical efficiency of the system was compared to the calculated efficiency of the experimental data.

Thermal oil and water were used as the working fluid in the heating tests. The tests were performed following an experimental design 3^2 , with three flow levels (9, 12 and 15 L / min) and three HCE configurations, (without, with one [TT1], and with two [TT2] twisted tapes). During the experimental tests, the solar radiation and the environmental conditions, the volumetric flow of the working fluid, and the temperatures at different positions of the solar heating system were measured.

It was determined that the optimal opening area of the solar concentrator for operation as an auxiliary system is 12.104 m². The use of a turbulator increased heat transfer by 25%, while the use of two turbulators increased this parameter 62%, compared to an HCE without a turbulator.

The deviation of the experimental values regarding the theoretical values for the heat removal factor (FR) and the global loss coefficient (UL) were 3.5% and 18.2% in oil, while in the water they were 5.7% and 14.3%. The values indicate a curve with a greater slope in the case of oil, due to temperatures above 120 °C are reached, while a maximum of 68.66°C is reached with water. A lower efficiency in the PTC is achieved with the oil because higher temperatures are reached, however, the water has a working temperature limit of 100 ° C. The average useful heat generated with the thermal oil as a working fluid was 3 kW and with water as a working fluid was 6 kW.

Directed by

Dr. Juan Rodríguez Ramírez

Dr. Luis Gerardo Barriada Bernal

Contenido

Lista de figuras-----	ii
Lista de tablas-----	iv
Nomenclatura-----	v
Capítulo I. Planteamiento de la investigación-----	1
1.1 Justificación-----	1
1.2 Antecedentes-----	2
1.3 Hipótesis-----	5
1.4 Objetivo general-----	6
1.4.1 Objetivos específicos-----	6
Capítulo II. Marco Teórico-----	7
2.1 Introducción-----	7
2.2 Generalidades de la energía solar-----	7
2.3 Colectores solares térmicos y sus aplicaciones-----	8
2.3.1 Concentrador de canal parabólico-----	9
2.4 Flujo en tuberías-----	11
2.5 Transferencia de calor en un concentrador de canal parabólico-----	13
2.5.1 Mecanismos de transferencia de calor-----	17
2.5.2 Conducción de calor-----	20
2.5.3 Convección de calor-----	21
2.5.4 Radiación de calor-----	24
2.6 Análisis de eficiencia del concentrador de canal parabólico-----	28
2.6.1 Análisis de eficiencia óptica-----	29
2.6.2 Análisis de eficiencia térmica-----	32
2.6.3 Prueba de constante de tiempo-----	35
2.7 Turbuladores-----	36
Capítulo III. Metodología-----	40
3.1 Dimensionamiento de campo solar-----	40
3.2 Descripción del esquema experimental-----	42
3.2.1 Colectores-----	42
3.2.2 Operación con agua como fluido de trabajo-----	43
3.2.3 Operación con aceite como fluido de trabajo-----	44
3.2.4 Instrumentación-----	45

3.3 Turbuladores-----	47
3.4 Calculo de eficiencia de concentrador de canal parabólico-----	49
3.4.1 Eficiencia experimental -----	50
3.4.2 Eficiencia Teórica -----	51
3.4.3 Calculo de contante de tiempo-----	53
3.5 Diseño y análisis estadístico de experimentos -----	54
Capítulo IV. Resultados y discusiones -----	56
5.1 Perfil de irradiancia solar y de temperaturas -----	56
5.2 Curvas de eficiencia en el concentrador de canal parabólico -----	66
5.2.1 Efecto del turbulador en forma de cinta trenzada -----	73
5.2.2 Constante de tiempo -----	76
Conclusión y Recomendaciones-----	78
Bibliografía-----	80
Anexos-----	87
A.- Dimensionamiento del área de apertura-----	87
B.- Cálculo de la eficiencia experimental-----	88
C.- Cálculo de eficiencia teórica -----	94
D.- Cálculo de constante de tiempo-----	98
E.- Datos experimentales -----	99
D.- Pruebas estadístico -----	105

Lista de figuras

Figura 1. Vista frontal y posterior de un concentrador de canal parabólico (Fernández-García et al., 2010)	9
Figura 2. Concentrador de canal parabólico (Cabrera, Fernández-García, Silva y Pérez-García, 2013).....	10
Figura 3. Transferencia de calor a través de un tubo hueco	15
Figura 4. Mecanismo de transferencia de calor en un elemento colector de calor (Salgado-Conrado et al., 2017)	17
Figura 5. Esquema de la transferencia de calor en coordenadas cilíndricas, aplicada a un elemento colector de calor de un concentrador de canal parabólico.....	19
Figura 6. Esquema de resistencia de la transferencia de calor en un elemento colector de calor con cubierta de vidrio.	19
Figura 7. Propiedades ópticas (Goswami, 2015)	26

Figura 8.- Constante de tiempo de enfriamiento y calentamiento (Kalogirou, 2004).....	36
Figura 9. Anillos torcidos (Thianpong et al., 2012).....	37
Figura 10. Turbuladores en tubos circulares (Rahimi, Shabanián y Alsairafi, 2009)	38
Figura 11.- Esquema de campo solar desarrollado en SolidWorks®	42
Figura 12.- Campo solar en las instalaciones del CIIDIR IPN Unidad Oaxaca	43
Figura 13.- Sistema Feedback para el control de flujo de agua	44
Figura 14.- Dispositivos en la evaluación del aceite sintético como fluido de trabajo: a) Rotámetro, b) Sistema de recirculación (feedback) y c) Manguera EATON de alta temperatura	45
Figura 15. Arreglo de termopares tipo K	46
Figura 16. Esquema de instrumentación	46
Figura 17. Detalles de los parámetros de la cinta torcida.....	47
Figura 18. Dimensiones de las cintas torcidas en mm, a) TT1; b) TT2	48
Figura 19. Relación entre las cintas torcidas	49
Figura 20. Irradiancia solar durante los días de prueba con agua como fluido de trabajo	57
Figura 21.- Irradiancia solar durante los días de prueba con aceite sintético como fluido de trabajo.....	58
Figura 22. Temperatura a la salida del HCE con el agua como fluido de trabajo	59
Figura 23.- Temperatura a la salida del HCE con aceite sintético como fluido de trabajo.....	60
Figura 24. Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del HCE con agua como fluido de trabajo.....	62
Figura 25.- Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del elemento colector de calor con aceite sintético como fluido de trabajo; A) Evaluación del HCE sin inserto, B) Evaluación del HCE con un inserto de cinta torcida y C) Evaluación de dos cintas torcidas en el interior del HCE con una relación de torción (y/w) igual a dos.	63
Figura 26.- Calor útil empleando agua como fluido de transferencia de calor.....	64
Figura 27.- Calor útil empleando aceite sintético como fluido de trabajo	65
Figura 28.- Eficiencia experimental del concentrador solar evaluando agua como fluido de trabajo.....	66
Figura 29.- Eficiencia experimental del concentrador de canal parabólico, con agua como fluido de trabajo. A) Flujo de 9 L/min con distintas configuraciones en el interior del HCE, B) Flujo de 12 L/min y C) Con un flujo de 15 L/min. Se comparan las eficiencias teóricas y experimentales	69
Figura 30.- Eficiencia experimental del concentrador de canal parabólico, con aceite sintético como fluido de trabajo	70
Figura 31.- Eficiencia experimental y teórica del concentrador de canal parabólico, con aceite sintético como fluido de trabajo.....	72
Figura 32.- Variación del número de Nusselt para los dos turbuladores con respecto a distintos números de Reynolds (y/w=3) evaluando agua como fluido de trabajo.....	74
Figura 33.- Variación del número de Nusselt para los dos turbuladores con respecto a distintos números de Reynolds (y/w=3), evaluando aceite como fluido de trabajo	74

Figura 34.- Factor de rendimiento termo-hidráulico en función del número de Reynolds para los turbuladores en el interior del elemento colector de calor, evaluando agua como fluido de transferencia de calor	75
Figura 35.- Factor de rendimiento termo-hidráulico en función del número de Reynolds para los turbuladores en el interior del elemento colector de calor, evaluando aceite como fluido de transferencia de calor	75
Figura 36.- Prueba de constante de tiempo: A) Sin inserto, B) con un inserto de cinta torcida y C) con dos insertos de cinta torcida.	77

Lista de tablas

Tabla 1.- Parámetros de cálculo de número de Nusselt	12
Tabla 2.- Representación de los valores de subíndices para las ecuaciones 2.20 al 2.39	18
Tabla 3.- Descripción de la transferencia de calor en el elemento colector de calor	20
Tabla 4.- Constantes para la correlación Zhukauskas	24
Tabla 5.- Términos para estimar la eficiencia óptica efectiva	27
Tabla 6.- Parámetros de pérdidas ópticas	30
Tabla 7.- Características Niro Mobile Minor ® Spray dryer	40
Tabla 8.- Insolación global media y condiciones atmosféricas en el plano terrestre con latitud 17.02714° y longitud -96.72036°	40
Tabla 9.- Dimensiones del concentrador solar Inventive Power, modelo Power Trough 110 ®	42
Tabla 10.- Propiedades de los fluidos de trabajo	44
Tabla 11.- Características de los turbuladores	49
Tabla 12.- Consideraciones para la eficiencia teórica del PTC	50
Tabla 13.- Propiedades de los materiales del concentrador solar	50
Tabla 14.- Diseño de experimentos	55
Tabla 15.- Comparación de eficiencia teórica y experimental	68
Tabla 16.- Valores teóricos de eficiencia térmica (Jaramillo et al., 2016)	71
Tabla 17.- Comparación de eficiencia teórica y experimental del concentrador de canal parabólico con el aceite sintético como fluido de trabajo	71
Tabla 18.- Resultados de la contante de tiempo	76

Nomenclatura

Abreviatura

ASTM	American Society for Testing and Materials
CR	Anillos circulares
CSP	Planta de concentración solar
DWH	Calentamiento de agua de uso domestico
GEI	Gases de efecto invernadero
HCE	Elemento colector de calor
HTF	Fluido de transferencia de calor
NASA	National Aeronautics and Space Administration
PTC	Concentrador de canal parabólico
TR	Anillos retorcidos
WRC	World Radiation Center

Simbología

A	Área	[m ²]
A _f	Factor de forma	[-]
C	Razón de concentración	[-]
C1, C2	Constantes de integración	[-]
C _p	Calor específico	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Diámetro	[m]
F'	Factor de eficiencia	[-]
f	Distancia focal	[m]
F _R	Factor de remoción de calor	[-]
G _B	Radiación solar incidente	[W m ⁻²]
GON	Radiación extraterrestre incidente	[W m ⁻²]
GSC	Constante solar	[W m ⁻²]
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	[W m ² K ⁻¹]
h _p	Altura de la parábola	[m]
k	Conductividad térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
L	Longitud	[m]
ṁ	Flujo másico	[kg s ⁻¹]
P	Presión	[psi]
q _G	Generación interna de calor	[W m ⁻³]
Q _u	Calor útil	[W]
T	Temperatura	[K], [°C]
U	Coefficiente global	[W K ⁻¹]
V	Velocidad	[m s ⁻¹]
w	Ancho de la cinta torcida	[m]

Wa	Apertura del colector	[m]
y	Longitud de la cinta torcida	[m]
Subíndices		
a	Apertura	
amb	Ambiente	
bracket	Soporte de apoyo del HCE	
c	Cubierta de vidrio	
cond	Conducción de calor	
conv	Convección de calor	
ET0	Sin cinta torcida	
f	Fluido	
g	Vidrio	
i	Entrada	
L	Pérdida	
o	Salida	
opt	óptica	
prom	Promedio	
r	Receptor	
rad	Radiación de calor	
si	Radiación solar incidente por longitud del absorbedor	
solabs	Absorción de la radiación solar	
ter	térmica	
TT1	Un inserto de cinta torcida	
TT2	Dos insertos de cinta torcida	
w	Viento	
Letras griegas		
α	Absorbancia	[-]
β	Coefficiente de dilatación volumétrica	[1/°C]
γ	Factor de intercepción	[-]
Δ	Delta	
ϵ	Emisividad	[-]
η	Eficiencia	[-]
θ	Angulo de incidencia	[°]
μ	Viscosidad dinámica	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ν	Viscosidad cinemática	[m ² s ⁻¹]
ρ	Reflectancia	[-]

ρ	Densidad	$[\text{kg m}^{-3}]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$[5.67\text{E}^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}]$
τ	Transmitancia	$[-]$
φ	Ángulo entre el colector y un haz de luz reflejado por el mismo	$[^\circ]$
<i>Números adimensionales</i>		
Nu	Número de Nusselt	$\text{Nu} = \frac{h \cdot L}{k_f}$
Pr	Número de Prandtl	$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k}$
Ra	Número de Rayleigh	$\text{Ra} = \frac{g \cdot \beta}{\nu \cdot \alpha^*} (T_S - T_\infty)$
		*Difusividad térmica
Re	Número de Reynolds	$\text{Re} = \frac{\rho_f \cdot V \cdot D}{\mu}$

Capítulo I. Planteamiento de la investigación

1.1 Justificación

La generación de calor para procesos industriales libera grandes cantidades de gases efecto invernadero (GEI) debido al empleo de combustibles fósiles. Lo anterior ha motivado la búsqueda y el desarrollo de nuevas tecnologías para la generación de calor. Dentro de las tecnologías que pueden reemplazar la generación de calor se encuentran las tecnologías fototérmicas, que tienen la capacidad de transformar la radiación solar en calor útil.

La industria del secado de alimentos es un sector altamente demandante de energía, consumiendo entre 10-20 % de energía del total en el sector industrial de las naciones desarrolladas (Kudra y Mujumdar, 2009). Uno de los métodos de secado de alimentos más demandantes de energía es el secado por aspersion debido a sus condiciones de operación, temperaturas superiores a 150 °C. En la operación de un secador por aspersion se estima que existe una pérdida del 29 % de la energía suministrada (Baker y Mckenzie, 2016).

Las necesidades energéticas de un secador por aspersion representan un reto para sustituir el uso de la energía eléctrica por energías solar térmica. Un dispositivo que puede proporcionar la energía requerida para el proceso es el concentrador de canal parabólico, que aproximadamente puede coleccionar 500 Wm^{-2} , suficiente para llevar un fluido a una temperatura entre 70-400 °C (Sabbagh, 1977). Por otro lado, la eficiencia para mantener ese rango de temperatura en un fluido es baja y requiere un área grande de exposición, por lo cual es necesario buscar un mecanismo para reducir el área de exposición.

En un secador por aspersion la energía térmica se suministra mediante resistencias eléctricas, razón por la cual en la presente investigación se plantea el desarrollo de un sistema auxiliar de calentamiento mediante concentradores de canal parabólico que proporcione la demanda de energía térmica requerida. Sin embargo, se debe resolver el problema de bajas eficiencias por unidad de área. Una alternativa es el uso de turbuladores en el tubo absorbedor. Para su aplicación se debe conocer el rendimiento y el efecto de los fluidos de transferencia de calor.

1.2 Antecedentes

La irradiancia solar puede ser aprovechada convirtiéndola en energía eléctrica por el efecto fotovoltaico o convirtiéndola en energía térmica para ser utilizada en procesos que requieren calor. Los colectores solares de energía son una clase especial de intercambiadores de calor que transforman la energía de la irradiancia solar en energía interna del medio de transporte (Kalogirou, 2004).

La primera experiencia con concentradores de canal parabólico donde el aire se usó como fluido de trabajo fue en el año de 1873 cuando John Erickson construyó su propio concentrador de canal parabólico (PTC); Erickson fue el primero en construir un PTC tres años antes (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).

Nasir (2004) reportó un concentrador de canal parabólico trabajando con aire como fluido de trabajo, ocupó un ventilador centrífugo para forzar el flujo de aire y evaluó el comportamiento térmico del concentrador mostrando que alcanzó temperaturas de salida de aire de 97 °C con una temperatura de entrada de 38 °C y una eficiencia máxima de 65 %.

Kumar y Balram (2013) realizaron un estudio experimental de un concentrador de canal parabólico con varios reflectores y ocuparon el aire como fluido de trabajo para el calentamiento de un cuarto. Los materiales que evaluaron como reflectores fueron láminas de acero, de aluminio y papel aluminio, observaron que con un flujo de 0.01018 kg/s alcanzaron temperaturas máximas de 42.1°C para el acero, 48.2 °C para el papel aluminio y 52.3 °C para la hoja de aluminio.

Hernández-Román *et al.*, (2014) realizaron un análisis exergético y termoeconómico a un concentrador de canal parabólico donde el aire fue ocupado como fluido de trabajo. El aire fue calentado para un horno. En el estudio trabajaron con dos escenarios distintos, en el primero se ocupó 100 % de energía eléctrica para el calentamiento del horno y en el segundo ocupando 100 % de energía solar. El objetivo principal del análisis fue la evaluación para sustituir las resistencias eléctricas en el proceso del calentamiento del aire. Encontraron que el costo termoeconómico de ocupar electricidad es menor que cuando se utiliza calentamiento solar, esto debido al costo de los materiales, accesorios y a la fabricación del equipo.

Amelio *et al.*, (2014) estudiaron un sistema solar innovador que combina turbinas de aire y concentradores de canal parabólico. En su sistema el aire presurizado ingresa al campo de colectores donde es precalentado hasta una temperatura 580 °C. El aire precalentado entra a la cámara de combustión y sigue el proceso de ciclo combinado de generación de energía.

En un estudio experimental realizado por Abhilasha y Dalal (2017) para el calentamiento solar de aire mediante un concentrador de canal parabólico colocaron en la línea focal como elemento colector de calor (HCE) un tubo evacuado. Obtuvieron una temperatura máxima de 126 °C con un flujo de masa de $1.266 \cdot 10^{-3}$ kg/s y una temperatura máxima de 149 °C con un flujo de masa de $4.69 \cdot 10^{-4}$ kg/s.

Fluidos de trabajo.

Abánades y Martínez-Val (2010) realizaron un análisis termodinámico de un PTC trabajando con diferentes fluidos para comparar el comportamiento de los fluidos de transferencia de calor y su rango de operación. Los fluidos de trabajo que compararon fueron el aceite, vapor de agua y sal fundida. Los rangos de temperatura que lograron alcanzar para el vapor de agua fueron de 229.2 a 550 °C, para el aceite de 250 °C a 395 °C y para la sal fundida de 290 °C a 550 °C.

Con el objetivo de reducir costos Feldhoff *et al.*, (2012) Analizaron y compararon dos tipos de planta: Una central eléctrica de PTC con aceite sintético y una central eléctrica con generación directa de vapor (DSG). También realizaron una comparación de la planta DSG con y sin almacenamiento. Para la comparación eligieron los datos de irradiancia de California USA, y temperaturas de 500 °C y 120 bares. La conclusión obtenida fue que es viable economicamente introducir el almacenamiento térmico en las plantas

Con el objetivo de determinar las condiciones optimas de operación Bellos *et al.*, (2016^a) evaluaron el aire, nitrógeno, dióxido de carbono, helio, neón y argón como fluidos de trabajo. La máxima eficiencia exergetica fue determinada evaluando la tasa de flujo másico y la temperatura de entrada del fluido. Debido a sus propiedades el aire y el nitrógeno mostraron eficiencias simiars aplicados a sistemas reales, logrando temperaturas de operación de 620

K. Por otra parte los otros gases tienen un rango de operación de temperatura entre los 380 a 700 K.

Bellos *et al.*, (2016b) realizaron un análisis detallado de fluidos de trabajo en PTC para un rango de temperatura de 300 a 1300 K. Los fluidos que analizaron fueron agua presurizada, Terminol VP-1, sal fundida de nitrato, sodio líquido, aire, dióxido de carbono y helio. Se determinó que para temperaturas de 550 K el agua a presión es muy adecuado al igual que el aceite sintético, mientras que para temperaturas cercanas a 1100 K el sodio líquido es adecuado y para temperaturas superiores a 1100 K las únicas opciones son el dióxido de carbono y el helio. El aire puede ser trabajado de forma óptima dentro del rango de 300 a 900 K.

Muñoz-Anton *et al.*, (2014) realizaron una investigación sobre las bases teóricas e instalación experimental para colectores de canal parabólico a altas temperaturas utilizando gases como fluido de transferencia de calor. Los fluidos de trabajo evaluados fueron dióxido de carbono, helio, aire y nitrógeno, todos ellos gases debido a las limitaciones térmicas del aceite sintético el cual solo puede trabajar a un máximo de 400 °C. Los autores encontraron que los gases son una solución prometedora para trabajar con temperaturas superiores a los 400 °C.

Elemento colector de calor.

La necesidad de aumentar la transferencia de calor en intercambiadores de calor, reducir el tamaño, el consumo de energía y material, ha conducido al desarrollo de distintas técnicas de optimización de la transferencia, las cuales se clasifican en dos grandes grupos: pasivas y activas. La principal característica que distingue la primera, es que no requiere una entrada adicional de energía. Las técnicas pasivas consisten en una modificación geométrica o inserciones de material en los tubos de los intercambiadores de calor (Kreith, Manglik y Bohn, 2012). Las técnicas pasivas incluyen las técnicas de superficies con aletas y diferentes tipos de insertos que producen flujos arremolinados.

Con el objetivo de mejorar la transferencia de calor Thianpong *et al.*, (2012) evaluaron experimentalmente las características de transferencia térmica, el factor de fricción y el rendimiento térmico en un tubo equipado con anillos retorcidos (TR). El experimento se

efectuó con tres radios diferentes de anillos y ocupando aire como fluido de trabajo. Para hacer la comparación realizaron pruebas con anillos circulares (CR). Los anillos retorcidos (TR) combinan la geometría de los anillos circulares (CR) y las cintas torcidas; esto para combinar los efectos de un flujo de recirculación por lo CR y un flujo de remolino cerca de la pared del tubo por su giro. Encontraron que los anillos retorcidos reducen el número de Nusselt y el factor de fricción y mejoran el rendimiento térmico.

Ghadirijafarbigloo y Zamzamian, (2014) realizaron una simulación numérica 3-D de la transferencia de calor y flujo turbulento en el tubo receptor de un PTC, en SolTrace¹. Estudiaron numéricamente la mejora del coeficiente de convección en un tubo receptor equipado con una cinta torcida perforada en forma de persianas. Los resultados muestran que el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión aumentan significativamente en comparación con una cinta trenzada simple y un tubo sin inserto.

Jaramillo *et al.*, (2016) realizaron un análisis de la mejora de la eficiencia mediante el uso de una cinta retorcida insertado dentro del tubo de cobre absorbedor sin cubierta de vidrio. En el estudio realizado el fluido de trabajo fue agua y el rango de temperatura fue de 70 a 110 °C. El factor de remoción de calor (F_R) aumentó un 3 % mientras que el coeficiente global de pérdidas (U_L) disminuyó aproximadamente 1.5 %. Por otra parte el uso de la cinta incrementa la eficiencia. En esta investigación se enfatiza la importancia de continuar realizando estudios de mayor profundidad en el uso de inserciones de cinta torcida en los tubos absorbedores de los concentradores solares.

1.3 Hipótesis

Si se incorporan turbuladores de cinta torcida en el interior del tubo absorbedor de un concentrador de canal parabólico se puede incrementar la eficiencia en un valor de 3% y reducir la caída de eficiencia con el incremento de temperatura

¹ SolTrace es una herramienta de software desarrollada en el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL) para modelar sistemas de concentración de energía solar (CSP).

1.4 Objetivo general

Evaluar el efecto de las condiciones de operación en el desempeño térmico de un arreglo de concentradores de canal parabólico para la generación de calor de proceso

1.4.1 Objetivos específicos

- Analizar turbuladores tipo cinta torcida insertados en los elementos colectores de calor para mejorar la transferencia calor
- Evaluar el tipo de fluido y la razón de flujo en el desempeño del sistema térmico de concentradores de canal parabólico
- Analizar la eficiencia teórica con relación a la eficiencia experimental de un concentrador de canal parabólico, cuando se emplean diferentes fluidos de trabajo y se insertan turbuladores en los elementos colectores de calor

Capítulo II. Marco Teórico

2.1 Introducción

La mayor ventaja de la energía solar con respecto a otras formas de energía es su limpieza y su potencial ilimitado. La irradiancia solar es perturbada al cruzar la atmosfera terrestre debido a la presencia de partículas, por lo que una parte del espectro no logra atravesar la atmósfera. El aprovechamiento de la irradiancia solar incidente debe de apoyarse en los mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación, ya que esto permitirá una mejor estimación del rendimiento de las diversas tecnologías de aprovechamiento. En general las tecnologías de aprovechamiento de la radiación incidente consideran perdidas de calor en las distintas etapas de transformación a calor útil.

El colector solar es la pieza clave para el aprovechamiento de la radiación incidente, este es una clase especial de intercambiador de calor. Los intercambiadores convencionales tienen altas tasas de transferencia por conducción y convección, además consideran la transferencia por radiación despreciable. En cambio, en el colector solar, el principal mecanismo de transferencia de calor es por radiación. El principio básico del funcionamiento de un colector solar es captar la irradiancia solar y transferir el calor a un fluido. Las temperaturas que llegan a alcanzar son las que delimitan el campo de aplicación. Al ser la temperatura un factor fundamental para su aplicación, la tecnología solar se ha clasificado a partir de este parámetro: baja media y alta temperatura. El concentrador solar de canal parabólico funciona para procesos que requieren una temperatura en el rango intermedio

2.2 Generalidades de la energía solar

La energía solar actualmente es la más abundante, inagotable, no contaminante y fuente libre de energía, que puede ser usada para suplir la creciente demanda de energía (Nasir, 2004; Mayur y Patel, 2015). El sol produce alrededor de $3.8 \cdot 10^{20}$ MW, lo que equivale a 63 MW/m^2 de la superficie del sol (Fernández-García et al., 2010; Goswami, 2015; Kalogirou, 2014). Esta energía es radiada a todas direcciones y solamente una pequeña fracción, $1.7 \cdot 10^{14}$ kW, del total de la radiación emitida es interceptada por la tierra (Kalogirou, 2004) que está localizada aproximadamente a 150 millones de kilómetros del sol. De esa cantidad de

energía, el 30 % se refleja al espacio, el 47 % se convierte en calor a baja temperatura y se dirige al espacio, y el 23 % impulsa el ciclo de evaporación/precipitación de la biosfera. Menos del 0.5 % está representado en la energía cinética del viento y las olas, y en el almacenamiento fotosintético en las plantas.

Del total de la energía recibida por la tierra se ha determinado por distintos modelos y comprobado por experimentación que existe una constante de radiación. La cantidad de energía solar por unidad de tiempo, a la distancia media de la tierra al sol, recibida en un área unitaria de una superficie normal al sol (perpendicular a la dirección de propagación de la radiación) fuera de la atmosfera es denominada constante solar (G_{sc}).

Las primeras mediciones obtenidas por la NASA (National Aeronautics and Space Administration) mostraron un valor de la constante solar de 1353 W/m^2 y mediciones más recientes han encontrado el valor de G_{sc} en 1366.1 W/m^2 . Un valor de 1367 W/m^2 es un valor usado por varias referencias (Duffie y Beckman, 1994; Goswami, 2015) y que ha adoptado el centro mundial de radiación (World Radiation Center, WRC) con una incertidumbre del orden del 1 %.

El valor de la constante solar (G_{sc}) adoptada por la ASTM (American Society for Testing and Materials) en el año 2000 es de 1366.1 W/m^2 (Kalogirou, 2014).

2.3 Colectores solares térmicos y sus aplicaciones

Los colectores solares transforman la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Pueden ser de placa plana o de concentración óptica; los primeros operan a bajas temperaturas entre $40\text{-}90 \text{ }^\circ\text{C}$, y los de concentración pueden alcanzar temperaturas desde los $90 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta los $1000 \text{ }^\circ\text{C}$. El principio básico de la captación solar térmica se da cuando la radiación solar golpea una superficie, una parte de ella se absorbe, aumentando la temperatura de la misma. La eficiencia de la superficie del colector solar depende no solo de la eficiencia de absorción sino también de cómo se minimizan las pérdidas térmicas y de irradiación a los alrededores y cómo se remueve la energía del colector para fines útiles (Goswami, 2015). Existen campos potenciales para la aplicación de la energía solar térmica a nivel de temperatura medio y medio-alta. Las aplicaciones más importantes es la producción de calor para los

procesos industriales, refrigeración solar, aire acondicionado, secado solar y desalinización del agua del mar (Kalogirou, 2003). Un campo con gran potencial para la aplicación de la energía solar es el secado solar, donde la energía solar se ocupa como fuente única de calor o como una fuente suplementaria.

2.3.1 Concentrador de canal parabólico

La creciente demanda de energía ha provocado el desarrollo de nuevas tecnologías para el aprovechamiento de las energías renovables sin afectar al medio ambiente (Marcos *et al.*, 2014; Salgado-Conrado, Rodríguez-Pulido y Calderón, 2017). El concentrador de canal parabólico es clasificado como tecnología de media temperatura debido a que alcanza temperaturas entre los 90 y los 400 °C.

El concentrador de canal parabólico (PTC) es un dispositivo que enfoca la radiación solar directa en una línea focal en el eje del colector. En la línea focal se instala un tubo receptor con un fluido interno. El PTC se conforma por una lámina reflejante en forma parabólica y un elemento colector de calor (HCE) cubierto por un tubo de vidrio para reducir las pérdidas de calor. Las pérdidas convectivas pueden minimizarse al crear vacío entre el tubo receptor y su cubierta de vidrio. En la figura 1 se observa dos imágenes del concentrador de canal parabólico Acurex 3001® instalados en la plataforma solar de Almería, España (PSA).



Figura 1. Vista frontal y posterior de un concentrador de canal parabólico (Fernández-García et al., 2010)

Cuando la parábola apunta hacia el sol, los rayos paralelos incidentes en el reflector se reflejan en el tubo del receptor. La radiación concentrada que alcanza el tubo receptor calienta

el líquido que circula a través de él, transformando la radiación solar en calor útil. Basta utilizar un solo eje de seguimiento del sol; por lo tanto, se diseñan y se construyen módulos de colector largos (Kalogirou, 2014).

Los componentes de un concentrador de canal parabólico principalmente son una estructura metálica, una lámina reflejante, un tubo receptor, sistema hidráulico y un tanque de almacenamiento como intercambiador de calor.

Las aplicaciones del PTC pueden dividirse en dos grupos. El primero y el más importante son las plantas de concentración solar (CSP) donde el rango de temperatura de trabajo va de los 300 hasta los 400 °C. El segundo grupo de aplicaciones requiere temperaturas entre los 100 y los 250 °C. Las aplicaciones son principalmente para procesos de calentamiento industriales, para el calentamiento de agua de uso doméstico (DHW), refrigeración y enfriamiento (Fernández-García et al., 2010) para desalinización del agua (Abdulraheem-Alfella, 2014) humidificación y deshumidificación (Al-Sulaiman et al., 2015). La figura 2 muestra un concentrador de canal parabólico.

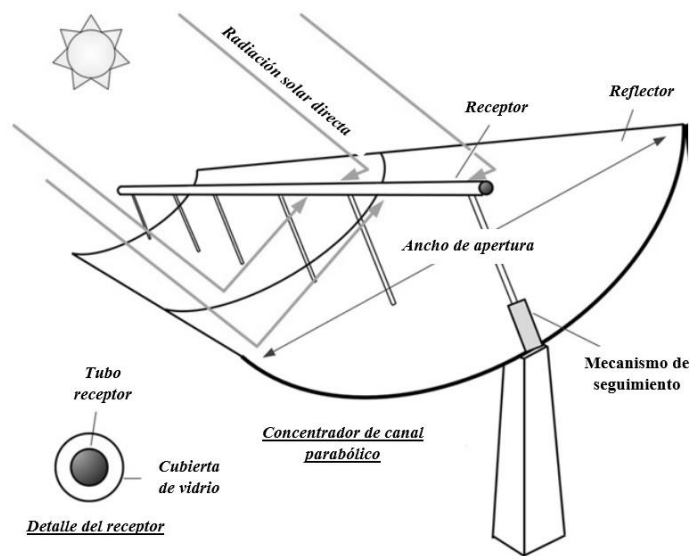


Figura 2. Concentrador de canal parabólico (Cabrera, Fernández-García, Silva y Pérez-García, 2013)

2.4 Flujo en tuberías

El flujo de un líquido o un gas en una tubería se usa comúnmente en sistemas de calefacción/enfriamiento y en redes de distribución. El fluido en estas aplicaciones es forzado a fluir mediante bombas o ventiladores a través de una sección de flujo (Çengel y Cimbala, 2006). Dentro de los sistemas de tuberías especial interés merece la fricción, correlacionado directamente con las pérdidas de presión y de carga. La velocidad de flujo en una tubería cambia de la superficie hacia el centro de la tubería, en la superficie es de cero por la condición de no deslizamiento hasta una velocidad máxima en el centro, por lo cual se trabaja con una velocidad promedio.

La velocidad del fluido en una sección transversal del tubo se determina tomando en cuenta el principio de conservación de masa (Çengel y Cimbala, 2006) de acuerdo a la ecuación 2.1, donde A_c representa el área de sección transversal de la tubería

$$\dot{m} = \rho_f \cdot V_{\text{prom}} \cdot A_c \quad (2.1)$$

Número de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido, entre otros factores. El cálculo del número de Reynolds está dado por la ecuación 2.2

$$\text{Re} = \frac{\rho_f \cdot V \cdot D}{\mu_f} \quad (2.2)$$

Para un flujo interno en una tubería circular, el valor generalmente aceptado del número de Reynolds crítico de transición entre un régimen laminar y transitorio es de 2300.

$$\text{Re}_{\text{laminar}} \leq 2300 \leq \text{Re}_{\text{transitorio}} \leq 4000 \leq \text{Re}_{\text{turbulento}}$$

Número de Nusselt

El número de Nusselt es el coeficiente de transmisión de calor adimensional. Este número provee una medida de la convección sobre la superficie por la que un fluido discurre, está definido por la ecuación 2.3

$$\text{Nu} = \frac{h_{\text{conv}} \cdot L}{k} \quad \text{Ec. 59} \quad (2.3)$$

$$\text{Nu}_0 = 0.023(\text{Re})^{0.8}(\text{Pr})^{0.6} \quad (2.4a)$$

$$\text{Nu} = B \cdot (\text{Re})^n(\text{Pr})^{1/3} \quad (2.4b)$$

La ecuación 2.4a representa el cálculo del Número de Nusselt, Nu_0 , cuando un fluido pasa a través de un cilindro. La ecuación 2.4b es utilizado para calcular el número de Nusselt, Nu , cuando el flujo circula sobre un cilindro, los parámetros B y n se muestran en la Tabla 1. El cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor dentro de un tubo es dado por la ecuación 2.5

$$h_{\text{conv}} = \text{Nu} \frac{k}{D} \quad (2.5)$$

Tabla 1.- Parámetros de cálculo de número de Nusselt

Re	B	n
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.366
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.027	0.805

Flujo laminar

El régimen de flujo laminar se caracteriza por líneas de corriente suaves y movimiento sumamente ordenados. La palabra laminar proviene del movimiento de partículas juntas adyacentes del fluido, en “láminas”. El flujo de los fluidos intensamente viscosos, como los aceites a bajas velocidades, por lo general es laminar.

Flujo turbulento

El movimiento intensamente desordenado de un fluido se presenta a velocidades altas y se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad, esto se denomina flujo turbulento. El flujo de fluidos de baja viscosidad, como el aire a velocidades altas es generalmente turbulento.

En el flujo turbulento, los remolinos giratorios transportan masa, cantidad de movimiento y energía a otras regiones del flujo con mayor rapidez que la difusión molecular, y aumentan enormemente la masa, la cantidad de movimiento y la transferencia de calor. Como resultado, el flujo turbulento está relacionado con valores mucho más altos de coeficientes de fricción, transferencia de calor y transferencia de masa (Cimbala, 2006).

2.5 Transferencia de calor en un concentrador de canal parabólico

La transferencia de calor hacia un sistema incrementa la energía de las moléculas, y por lo tanto la energía del sistema (Çengel y Boles, 2009), el calor puede transmitirse de tres formas distintas: por radiación, conducción y convección, para llevarse a cabo todas ellas requieren una diferencia de temperatura (Çengel y Ghajar, 2011).

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas (Çengel y Ghajar, 2011). En un concentrador de canal parabólico, la transferencia de calor por conducción ocurre en cuatro formas: transferencia de calor de conducción a través de la pared del tubo receptor, transferencia de calor de conducción a través del envolvente y conducción a través de la pared absorbente de acero y la pared de la cubierta de vidrio (Salgado y Calderón, 2017).

La forma general de la ecuación de conducción en coordenadas cilíndricas se muestra en la ecuación 2.6. La figura 3 muestra la transferencia de calor en un cilindro.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.6)$$

Si el flujo de calor en una forma cilíndrica sólo es en la dirección radial, $T=T(r, t)$ la ecuación 2.6 se reduce se reduce a la ecuación 2.7

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.7)$$

Además, si la distribución de temperatura no varía con el tiempo, la ecuación de conducción (ecuación 2.7) se transforma en la ecuación 2.8

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{\dot{q}_G}{k} = 0 \quad (2.8)$$

En este caso la ecuación de temperatura contiene solo una variable individual r y es por lo tanto una ecuación diferencial ordinaria. Cuando no hay generación interna de energía y la temperatura es una función sólo del radio, la ecuación de conducción en régimen permanente para coordenadas cilíndricas es (ecuación 2.9)

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.9)$$

Como las temperaturas en los límites son constantes, la distribución de temperatura no es una función del tiempo al integrar una vez la ecuación 2.9 resulta la ecuación 2.10a

$$r \frac{dT}{dr} = C_1 \quad (2.10a)$$

O

$$\frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad (2.10b)$$

$$T = C_1 \ln r + C_2 \quad (2.11)$$

Una segunda integración de la ecuación 2.10a resulta en la ecuación 2.11

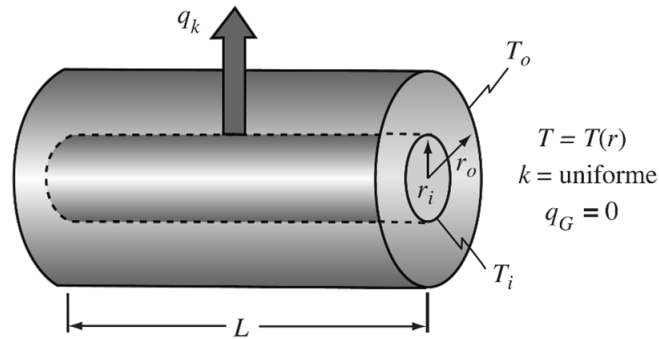


Figura 3. Transferencia de calor a través de un tubo hueco

Las constantes de integración se pueden determinar a partir de las condiciones frontera. Por lo tanto, al sustituir las condiciones frontera $T=T_i$ y $r=r_i$ en la ecuación 2.11 resulta la ecuación 2.12

$$T_i = C_1 \ln r_i + C_2 \quad \text{para } r = r_i \quad (2.12)$$

Por lo tanto:

$$C_2 = T_i - C_1 \ln r_i \quad (2.13)$$

De manera similar al sustituir las condiciones frontera $T=T_o$, $r=r_o$ en la ecuación 2.13 resulta la ecuación 2.14

$$T_o = C_1 \ln r_o + T_i - C_1 \ln r_i \quad \text{para } r = r_o \quad (2.14)$$

Por lo tanto, la constante C_1 se determina con la ecuación 2.15

$$C_1 = \frac{T_o - T_i}{\ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)} \quad (2.15)$$

La distribución de la temperatura, escrita en forma adimensional se determina con la ecuación 2.16

$$\frac{T_{(r)} - T_i}{T_o - T_i} = \frac{\ln\left(\frac{r}{r_i}\right)}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (2.16)$$

La tasa de transferencia de calor por conducción a través del cilindro de longitud L es mostrada en la ecuación 2.17 (Kreith et al., 2012)

$$q_{cond} = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{C_1}{r} = 2\pi rLk \frac{T_i - T_o}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (2.17)$$

La convección es la transferencia de calor de un lugar a otro por el movimiento de fluido. Depende fuertemente de las propiedades del fluido, la geometría y la rugosidad de la superficie sólida involucrada (Marcos et al., 2014), Tres diferentes procesos de transferencia de calor de convección ocurren en un concentrador de canal parabólico; uno entre el fluido de transferencia de calor (HTF) y el tubo receptor, entre el tubo receptor y la pared de la cubierta de vidrio y entre el vidrio y el ambiente de la atmósfera (Salgado-Conrado et al., 2017).

La radiación no requiere el contacto entre dos cuerpos. La transferencia de calor por radiación puede reflejarse, absorberse o transmitirse, lo que produce un intercambio en la energía radiante. Para un concentrador de canal parabólico, la transferencia de calor de la radiación se refleja y absorbe. La radiación se puede estudiar en dos partes: la primera entre el tubo receptor y la cubierta de vidrio y la segunda entre la pared envolvente de vidrio y el cielo. La transferencia de calor de radiación entre el tubo receptor y el modelo de envoltura de vidrio considera la reflexión difusa y la radiación. Además, la envoltura de vidrio se considera opaca a la radiación infrarroja (Salgado-Conrado et al., 2017). Los tres mecanismos de transferencia de calor se muestran en la figura 4.

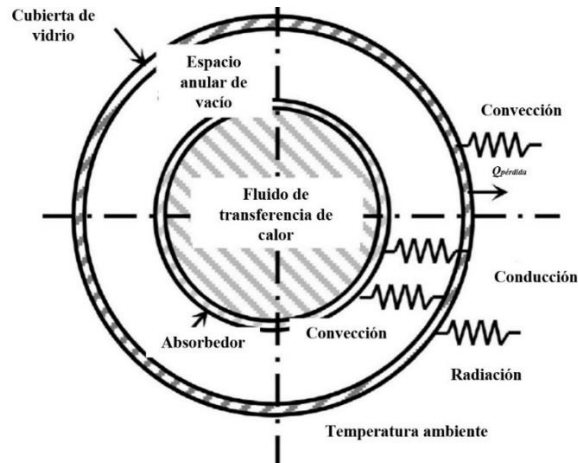


Figura 4. Mecanismo de transferencia de calor en un elemento colector de calor (Salgado-Conrado et al., 2017)

2.5.1 Mecanismos de transferencia de calor

La eficiencia instantánea η de un colector solar térmico, en condiciones de estado estable (Goswami, 2015), es definido por la ecuación 2.18,

$$\eta = \frac{\dot{q}'_{\text{util}}}{G_B \cdot A_a} \quad (2.18)$$

Donde el calor útil es expresado como una relación del flujo másico, el calor específico y la diferencia entre la temperatura de entrada y de salida del fluido, como se observa en la ecuación 2.19. En la ecuación 2.18 G_B representa la radiación solar incidente y A_a el área de apertura de un concentrador de canal parabólico.

$$\dot{q}'_{\text{util}} = \dot{m} \cdot C_{p_f}(T_o - T_i) \quad (2.19)$$

El modelo de desempeño térmico de un concentrador de canal parabólico se basa en un balance de energía del elemento colector de calor (HCE) y el colector de un concentrador de canal parabólico. El balance de energía incluye la radiación normal incidente en el colector, pérdidas ópticas tanto del colector como del HCE, pérdidas térmicas del HCE y la ganancia de calor en el HTF (fluido de transferencia de calor).

Para receptores cortos (menores de 100 metros de longitud) un balance de energía de una sola dimensión ofrece resultados razonables y para receptores más largos, un balance de energía de dos dimensiones es necesario (Forristall, 2003).

En un concentrador solar de canal parabólico la energía efectiva solar entrante (energía solar menos pérdidas) es absorbida por la cubierta de vidrio ($\dot{q}'_{5\text{Solabs}}$) y por la superficie selectiva del tubo absorbedor ($\dot{q}'_{3\text{Solabs}}$) del HCE. Una parte de la energía que se absorbe en el recubrimiento selectivo se conduce a través del absorbedor ($\dot{q}'_{32\text{Cond}}$) y se transfiere al fluido de trabajo (HTF) por convección ($\dot{q}'_{21\text{Conv}}$); la energía restante es transmitida de regreso a la cubierta de vidrio por convección ($\dot{q}'_{34\text{Conv}}$) y radiación ($\dot{q}'_{34\text{Rad}}$) y también una pequeña parte se pierde a través de la abrazadera del soporte del HCE por conducción ($\dot{q}'_{\text{Cond,bracket}}$). La energía por radiación y convección pasa después por la cubierta de vidrio por conducción ($\dot{q}'_{45\text{Cond}}$) y junto a la energía absorbida por la cubierta de vidrio ($\dot{q}'_{5\text{Solabs}}$) se pierde al medio ambiente por convección ($\dot{q}'_{56\text{Conv}}$) y radiación ($\dot{q}'_{57\text{Rad}}$) (Forristall, 2003), los valores de los subíndices numéricos se presentan en la tabla 2. La figura 5 muestra el esquema de la transferencia de calor en coordenadas cilíndricas.

Tabla 2.- Representación de los valores de subíndices para las ecuaciones 2.20 al 2.39

Número	Representación
2	Diámetro interno del tubo absorbedor
3	Diámetro externo del tubo absorbedor
4	Diámetro interno de la cubierta de vidrio
5	Diámetro externo de la cubierta de vidrio
6,7	Ambiente

Las ecuaciones de balance de energía se determinan conservando la energía en cada superficie de la sección transversal del HCE (Forristall, 2003). La tabla 3 describe cada uno de los elementos de las ecuaciones 2.20a-d

$$\dot{q}'_{32\text{Cond}} = \dot{q}'_{21\text{Conv}} \quad (2.20a)$$

$$\dot{q}'_{3\text{Solabs}} = \dot{q}'_{32\text{Cond}} + \dot{q}'_{34\text{Rad}} + \dot{q}'_{34\text{Conv}} + \dot{q}'_{\text{Cond,bracket}} \quad (2.20b)$$

$$\dot{q}'_{34\text{Rad}} + \dot{q}'_{34\text{Conv}} = \dot{q}'_{45\text{Cond}} \quad (2.20c)$$

$$\dot{q}'_{45\text{Cond}} + \dot{q}'_{5\text{Solabs}} = \dot{q}'_{56\text{Conv}} + \dot{q}'_{57\text{Rad}} \quad (2.20d)$$

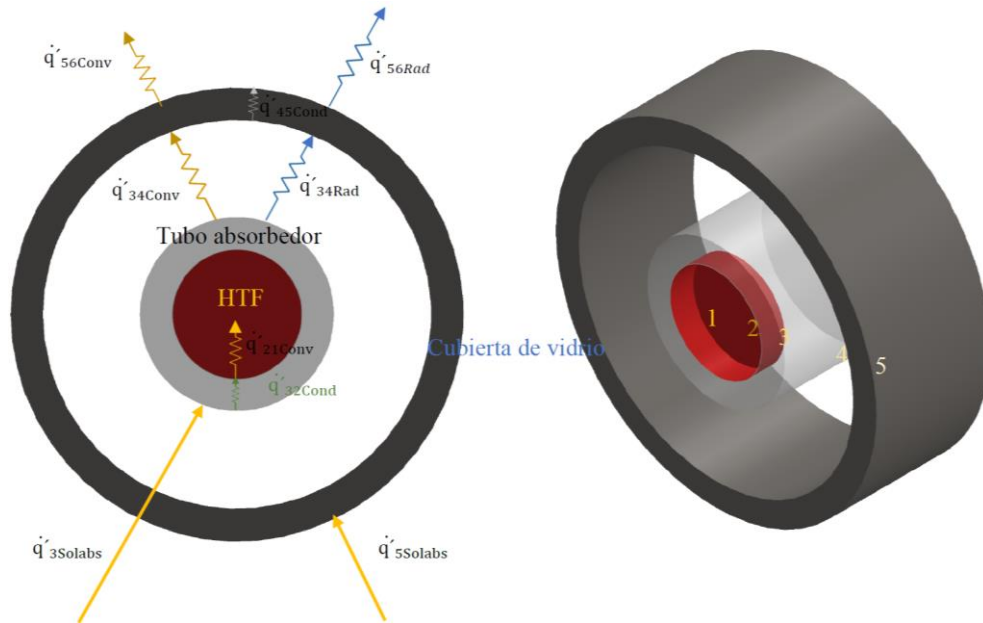


Figura 5. Esquema de la transferencia de calor en coordenadas cilíndricas, aplicada a un elemento colector de calor de un concentrador de canal parabólico

Un aspecto importante del modelo de una sola dimensión es que la radiación absorbida por la cubierta de vidrio $\dot{q}'_{5\text{Solabs}}$ y por la superficie selectiva $\dot{q}'_{3\text{Solabs}}$ son tratados como flujos de calor. Esto simplifica los términos de absorción solar y hace que la conducción de calor a través del tubo absorbedor y la cubierta de vidrio sean lineales (Forristall, 2003). Existe una analogía entre los sistemas de flujo de calor y los circuitos eléctricos de corriente directa. La figura 6 muestra el esquema de resistencias eléctricas en coordenadas cilíndricas en un HCE.

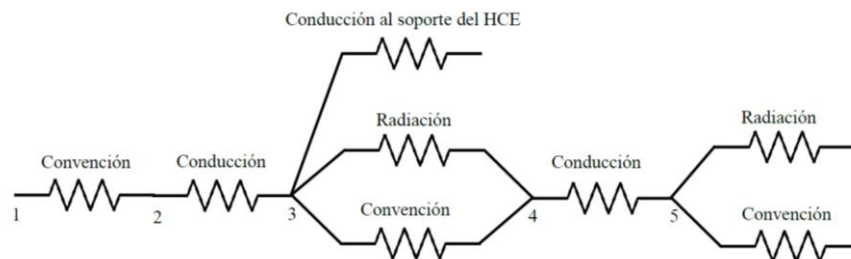


Figura 6. Esquema de resistencia de la transferencia de calor en un elemento colector de calor con cubierta de vidrio.

Tabla 3.- Descripción de la transferencia de calor en el elemento colector de calor

Flujo de calor (W/m) *	Método de transferencia de calor	Ruta de transferencia	
		Desde	A
\dot{q}'_{21Conv}	Convección	Superficie interna del tubo absorbedor	Fluido de transferencia de calor (HTF)
\dot{q}'_{32Cond}	Conducción	Superficie externa del tubo absorbedor	Superficie Interna del tubo absorbedor
$\dot{q}'_{35Solabs}$	Absorción de la radiación solar	Irradiación solar incidente	Superficie externa del tubo absorbedor
\dot{q}'_{34Conv}	Convección	Superficie externa del tubo absorbedor	Superficie interna de la cubierta de vidrio
\dot{q}'_{34Rad}	Radiación	Superficie externa del tubo absorbedor	Superficie interna de la cubierta de vidrio
\dot{q}'_{45Cond}	Conducción	Superficie interna de la cubierta de vidrio	Superficie externa de la cubierta de vidrio
$\dot{q}'_{55Solabs}$	Absorción de la radiación solar	Irradiación solar incidente	Superficie externa de la cubierta de vidrio
\dot{q}'_{56Conv}	Convección	Superficie externa de la cubierta de vidrio	Ambiente
\dot{q}'_{57Rad}	Radiación	Superficie externa de la cubierta de vidrio	Ambiente
$\dot{q}'_{Cond,bracket}$	Conducción	Superficie externa del tubo absorbedor	Soporte de apoyo HCE
$\dot{q}'_{HeatLoss}$	Convección y Radiación	HCE	Ambiente y el cielo

*Por unidad de longitud de apertura

2.5.2 Conducción de calor

Transferencia de calor por conducción a través de la pared del tubo absorbedor

La ley de conducción de Fourier a través de un cilindro hueco describe la transferencia de calor por conducción a través de la pared del tubo absorbedor (ecuación 2.21)

$$\dot{q}'_{32Cond} = \frac{2\pi k_{23}(T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)} \quad (2.21)$$

El coeficiente conductivo depende del tipo de material del absorbedor, para el acero inoxidable AISI 304 este se determina con la ecuación 2.22 (Davis, 2000)

$$k_{23} = (0.013)T_{2-3} + 15.2 \quad (2.22)$$

Aunque también se pueden tomar valores de tabla de las propiedades de los materiales o de la ficha de datos del material proporcionado por el fabricante.

Transferencia de calor por conducción a través de la cubierta de vidrio

La transferencia de calor por conducción a través de la cubierta de vidrio asume que los tratamientos anti-reflectivos en la superficie interna y externa de la cubierta de vidrio no introducen resistencia y no tienen efecto en la emisividad del vidrio. La transferencia por conducción en la cubierta de vidrio se calcula mediante la ecuación 2.23.

$$\dot{q}'_{45\text{Cond}} = \frac{2\pi k(T_4 - T_5)}{\ln\left(\frac{D_5}{D_4}\right)} \quad (2.23)$$

2.5.3 Convección de calor

Transferencia de calor por convección entre el tubo absorbedor y el fluido

A partir de la ley de enfriamiento de Newton, la transferencia de calor por convección desde la superficie interna del tubo absorbedor al fluido de transferencia de calor (HTF) se determina a partir de la ecuación 2.24

$$\dot{q}'_{21\text{Conv}} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (2.24)$$

Donde

$$h_1 = \text{Nu}_2 \frac{k_1}{D_2} \quad (2.25)$$

La correlación de Gnielinsky se utiliza para calcular el número de Nusselt representada en la ecuación 2.26. El número de Nusselt se emplea para el cálculo la transferencia de calor por convección (ecuación 2.25).

$$\text{Nu}_2 = \frac{f_2/8 (\text{Re}_2 - 1000) \text{Pr}_1}{1 + 12.7 * \sqrt{f_2/8} * (\text{Pr}_1^{2/3} - 1)} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_2} \right)^{0.11} \quad (2.26)$$

$$(2.27)$$

$$f_2 = (1.82 \log(\text{Re}_2) - 1.64)^{-2}$$

Donde f_2 representa el factor de fricción para la superficie interna del tubo absorbedor

Transferencia de calor por convección del tubo absorbedor a la cubierta de vidrio

La transferencia de calor por convección y por radiación ocurre entre el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio. El mecanismo de transferencia de calor por convección depende de la presión. A bajas presiones ($< \sim 1$ torr), el mecanismo de transferencia es conducción molecular. A grandes presiones ($> \sim 1$ torr) el mecanismo es convección libre. La transferencia de calor por radiación ocurre por la diferencia de temperatura entre la superficie externa del absorbedor y la superficie interna de la cubierta de vidrio.

Cuando el HCE pierde vacío o no tiene, la convección entre el absorbedor y la cubierta de vidrio ocurre por convección natural. La correlación para la convección natural en un espacio entre cilindros horizontales fue desarrollada por Raithby y Hollands.

$$\dot{q}'_{34\text{Conv}} = \frac{2.425 k_r (T_3 - T_4) \left(\frac{\text{Pr} \cdot \text{Ra}_{D_3}}{0.861 + \text{Pr}_{34}} \right)^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^{\frac{5}{3}} \right)^{\frac{5}{4}}} \quad (2.28)$$

$$\text{Ra}_{D_3} = \frac{g \cdot \beta (T_3 - T_4) D_3^3}{\alpha \nu} \quad (2.29)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{prom}} \quad (2.30)$$

Transferencia de calor por convección de la cubierta de vidrio al ambiente

El calor se transfiere de la cubierta del vidrio hacia el ambiente por convección y por radiación. La convección puede ser natural o forzada, dependiendo de la presencia viento.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección de la cubierta de vidrio hacia la atmosfera se emplea la ley de enfriamiento de Newton mediante la ecuación 2.31

$$\dot{q}'_{56\text{conv}} = h_{56}\pi D_5(T_5 - T_6) \quad (2.31)$$

Donde

$$h_{56} = \frac{k_w}{D_5} \text{Nu}_5 \quad (2.32)$$

El número de Nusselt depende de la ausencia o presencia del viento. Sin la presencia de viento se calcula con la ecuación 2.33

$$\text{Nu}_5 = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \text{Ra}_5^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{\text{Pr}_{56}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (2.33)$$

Donde el número de Rayleigh se calcula

$$\text{Ra}_5 = \frac{g \cdot \beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56} \nu_{56}} \quad (2.34)$$

Donde

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \quad (2.35)$$

$$\text{Pr}_{56} = \frac{v_{56}}{\left[\frac{k}{\rho c_p} \right]} \quad (2.36)$$

Donde:

$k/\rho c_p$ Difusividad térmica del aire a T_{56} (m^2s^{-1})

v_{56} Viscosidad cinemática para el aire a T_{56} (m^2s^{-1})

g Gravedad

Cuando hay presencia de aire, el número de Nusselt se determina a partir de la correlación de Zhukauskas (ecuación 2.37) sobre cilindros. Las constantes para la correlación de la ecuación 2.37 se encuentran en la tabla 4.

$$\text{Nu}_{D_5} = C \cdot \text{Re}_5^m \cdot \text{Pr}_6^n \left(\frac{\text{Pr}_6}{\text{Pr}_5} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.37)$$

$$n = 0.37 \quad \text{Para } \text{Pr} \leq 10$$

$$n = 0.36 \quad \text{Para } \text{Pr} \geq 10$$

Tabla 4.- Constantes para la correlación Zhukauskas

Re_D	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

2.5.4 Radiación de calor

Transferencia de calor del tubo absorbedor a la cubierta de vidrio

El cálculo de la transferencia de calor por radiación se simplifica asumiendo que la cubierta del vidrio es opaca para la radiación infrarroja y asumiendo superficie gris ($\rho=\alpha$).

La transferencia de calor por radiación entre el absorbedor y la cubierta de vidrio se estima mediante la ecuación 2.38

$$\dot{q}'_{34\text{Rad}} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\epsilon_r} + (1 - \epsilon_g) \left(\frac{D_3}{\epsilon_g D_4} \right)} \quad (2.38)$$

Transferencia de calor por radiación de la cubierta de vidrio al ambiente

La transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente es causada por la diferencia de temperatura. Para aproximar esto, la cubierta de vidrio es asumido como un pequeño objeto gris convexo en un enorme cuerpo negro (ambiente) y se calcula mediante la ecuación 2.39

$$\dot{q}'_{57\text{Rad}} = \sigma \cdot D_5 \pi \epsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (2.39)$$

Absorción de la radiación solar

Las pérdidas ópticas y la absorción de la radiación solar (dadas por la radiación solar normal incidente, el ángulo solar y las propiedades ópticas del reflector y el HCE), se estiman y combinan para formar una eficiencia óptica efectiva, que se utiliza para determinar los términos de pérdida óptica y absorción solar.

Propiedades ópticas

Cuando la radiación solar golpea un cuerpo, una parte es reflejada, una parte es absorbida y si el material es transparente, otra parte es transmitida, como se observa en la Figura 7.

La fracción de la radiación incidente reflejada se define como reflectancia (ρ), la fracción absorbida como absorbancia (α) y la fracción transmitida como transmitancia (τ).

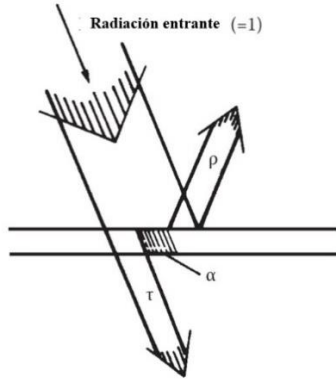


Figura 7. Propiedades ópticas (Goswami, 2015)

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica la suma de los tres componentes es igual a la unidad

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (2.40)$$

Los cuerpos opacos no transmiten ninguna radiación cuando $\tau=0$.

Las propiedades ópticas que se consideran en un concentrador de canal parabólico incluyen la absorbancia, la emitancia y la transmitancia de la cubierta de vidrio, así como la absorbancia y la transmitancia de la superficie selectiva del tubo absorbedor.

La absorción sobre la cubierta de vidrio se trata como un flujo de calor para simplificar el modelo. Físicamente esto no sucede así. La absorción solar en la cubierta de vidrio es un fenómeno de la generación de calor y es una función del grosor de la cubierta de vidrio. Sin embargo, esta suposición introduce un error mínimo ya que el coeficiente de absorbancia solar es pequeño para el vidrio además es relativamente fino. Se estima una eficiencia óptica para calcular la absorción solar, que está dada mediante la ecuación 2.41 (Forristall, 2003)

$$\dot{q}'_{5Solabs} = \dot{q}'_{si} \eta_{opt,g} \alpha_g \quad (2.41)$$

Donde

$$\eta_{opt,g} = \varepsilon_1' \varepsilon_2' \varepsilon_3' \varepsilon_4' \varepsilon_5' \rho_{cl} \quad (2.42)$$

Donde \dot{q}'_{si} es la radiación solar incidente por longitud del absorbedor (W/m)

El término de radiación \dot{q}'_{si} en la ecuación anterior se determina multiplicando la irradiación solar normal directa por el área de la superficie reflejante normal proyectada del colector (área de apertura) y dividiendo por la longitud del receptor. Estos términos son independientes de la temperatura y se muestran en la tabla 5.

Tabla 5.- Términos para estimar la eficiencia óptica efectiva

ε_1' = Sombreado en el HCE (Soporte, blindaje, fuelle)	0.976
ε_2' = Error de seguimiento	994
ε_3' = Error de geometría (Alineamiento de reflector)	0.98
ρ_{cl} = Reflectancia del espejo limpio	0.935
ε_4' = Suciedad del reflector*	Reflectancia/ ρ_{cl}
ε_5' = Suciedad en HCE	$(1+\varepsilon_4')/2$
ε_6' = No contables	0.96

*La reflectancia tiene valores típicos entre 0.88 y 0.92 (Forristall, 2003)

La absorción de la irradiación solar en el tubo absorbedor se produce muy cerca de la superficie, por lo tanto, se trata como un flujo de calor y está dada mediante la ecuación 2.43

$$\dot{q}'_{3solabs} = \dot{q}'_{si} \eta_{opt,r} a_r \quad (2.43)$$

Finalmente, la eficiencia se calcula con la ecuación 2.44

$$h_{opt,r} = h_{opt,g} \tau_g \quad (2.44)$$

La eficiencia se define como la ganancia de calor total de HTF por longitud del receptor dividida por la insolación solar normal directa en la apertura del colector por longitud del receptor.

2.6 Análisis de eficiencia del concentrador de canal parabólico

Los colectores de concentración trabajan interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de radiación y la superficie que absorbe energía. Por lo tanto, para los colectores de concentración, se requieren análisis tanto ópticos como térmicos.

Norma AHSRAE

La norma ANSI/ASHRAE, 93-1986 permite la evaluación del rendimiento térmico de concentradores de canal parabólico. Los requerimientos determinados por el estándar ASHRAE se resumen en los siguientes puntos:

1. Para determinar la eficiencia del concentrador en condiciones ambientales no controladas, este debe ser montado en un sitio donde no haya energía reflejada por los edificios colindantes o por alguna superficie.
2. El flujo másico del fluido de trabajo debe ser constante durante el periodo de la prueba para la determinación de la curva de eficiencia térmica y la constante de tiempo.
3. El rendimiento térmico de un colector solar está determinado en parte obteniendo los valores de la eficiencia instantánea para una combinación de valores de radiación incidente, temperatura ambiente y temperatura de entrada del fluido. Todas las características que requieren ser medidas tienen que estar regidas por el estado estacionario o cuasi estacionario.
4. El caudal de fluido debe establecerse en 0.2 kg/s m^2 y el flujo del fluido debe ser estable dentro del $\pm 1\%$ durante cada prueba, pero puede variar hasta entre diferentes pruebas $\pm 10\%$. Se puede usar otros caudales si el fabricante lo especifica (Kalogirou, 2014).

Si no se utiliza un seguimiento continuo, se debe tomar un número igual de puntos antes y después del mediodía solar local para cada temperatura del fluido de entrada. Además, para cada punto de datos, se requiere un período de pre-acondicionamiento de al menos 15 minutos, utilizando la temperatura del fluido de entrada establecida. El período de medición real debe ser cuatro veces mayor que el tiempo de tránsito del fluido a través del colector con un período de prueba mínimo de 15 min.

Los parámetros requeridos por la norma ASHRAE para son:

- a) Irradiancia solar directa en la abertura del colector.
- b) Velocidad del viento sobre la abertura del colector (entre 2.2 y 4.5 m/s)
- c) Temperatura ambiente (entre 15 y 30°C).
- d) Temperatura del fluido a la entrada del colector
- e) Temperatura del fluido a la salida del colector
- f) Velocidad del flujo del fluido

En las tecnologías solares de concentración, uno de los parámetros diferenciadores con otras tecnologías es la razón de concentración (C), que se define como razón entre el área de apertura y el área exterior del tubo receptor, dado mediante la ecuación 2.45

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.45)$$

2.6.1 Análisis de eficiencia óptica

La eficiencia óptica se define como la relación entre la energía absorbida por el receptor y la energía incidente en la apertura del colector. Las características ópticas principales de los materiales para calcular la eficiencia óptica, η_{opt} , se muestran en la Tabla 6.

Las pérdidas ópticas en un PTC se deben principalmente a las imperfecciones de las superficies de los componentes, ya que la superficie reflectora del concentrador no es un reflector perfecto ni el tubo absorbedor es un absorbente perfecto, esto provoca que no toda la radiación que incide sobre el PTC llegue al interior del tubo absorbente y sea aprovechado por el fluido de trabajo, disminuyendo así la eficiencia de esta.

Tabla 6.- Parámetros de pérdidas ópticas

Parámetros	Descripción	Valores típicos
Reflectancia	De la totalidad de luz que incide sobre la lámina, solo una parte es reflejada al tubo absorbente, este parámetro depende del material de la lámina y las imperfecciones de esta.	$\rho=0.90-0.94$
Factor de intercepción	Una fracción de los rayos reflejados por el espejo no alcanza al absorbedor debido a las imperfecciones del espejo, errores geométricos en la forma del reflector parabólico, errores mecánicos durante el seguimiento (Padilla, Demirkaya, Goswami, Stefanakos y Rahman, 2011).	$\gamma =0.90$
Transmisividad	Una parte de la radiación que alcanza el tubo de vidrio no es capaz de atravesarlo, es decir, que la razón de entre la radiación que atraviesa el tubo absorbente y la radiación incidente sobre ella es conocida como transmisividad.	$\tau=0.93$ Sin embargo, se puede incrementar hasta 0.96 aplicando recubrimientos antirreflejantes (Goswami, 2015)
Absorbancia	Este parámetro cuantifica la cantidad de radiación incidente que consigue absorber la superficie selectiva del tubo absorbedor.	$\alpha=0.94-0.95$

La eficiencia óptica depende de las propiedades ópticas de los materiales involucrados, la geometría del colector y las imperfecciones resultantes de la construcción del colector (Güven, 1992). La eficiencia óptica se calcula con la ecuación 2.46.

$$\eta_{opt} = \rho\tau\alpha\gamma[(1 - A_f \tan \theta) \cos \theta] \quad (2.46)$$

El factor de forma A_f calcula con la ecuación 2.47, es una medida de la reducción efectiva del área de apertura debido a efectos anormales en la incidencia, incluidos bloqueos, sombras y pérdidas de radiación reflejada desde el espejo más allá del extremo del receptor

$$A_f = \frac{A_L}{A_a} \quad (2.47)$$

Donde A_L es el área pérdida y A_a el área total de apertura del colector. El área de pérdida es calculada con la ecuación 2.48 cuando la altura de la parábola es igual a la distancia focal ($\varphi_r = 90$)

$$A_L = \frac{2}{3} W_a \cdot h_p + f \cdot W_a \left[1 - \frac{W_a^2}{48f^2} \right] \quad (2.48)$$

Parámetro de errores universales

Los errores asociados con la superficie del PTC son clasificados como aleatorios y no aleatorios. Los errores aleatorios se pueden representar mediante una distribución normal. Los errores no aleatorios son consecuencia de la manufactura y ensamble, y la operación del colector (Güven y Bannerot, 1986).

Los errores aleatorios se pueden estimar mediante la ecuación 2.49.

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{sol}^2 + \sigma_{Cubierta}^2 + \sigma_{Reflector}^2} \quad (2.49)$$

El factor de intercepción está compuesto por tres factores: errores geométricos en la forma de la parábola γ_1 , sombreado por fueles flexibles y soportes del receptor γ_2 y la deformación mecánica de la estructura de soporte durante el seguimiento γ_3 (Goswami, 2015). Los valores típicos para los PTC son los siguientes: $\gamma_1 = 0.97$ a 0.98 , $\gamma_2 = 0.96-0.7$ y $\gamma_3 = 0.9$ (Goswami, 2015), el calculo del factor de intercepcion esta dada por la siguiente ecuación 2.50

$$\gamma = \gamma_1 * \gamma_2 * \gamma_3 \quad (2.50)$$

El valor del factor de intercepción $[\gamma]$ que se ocupa comúnmente es superior a 0.9 (Duffie y Beckman, 1994).

2.6.2 Análisis de eficiencia térmica

Las pérdidas en un concentrador de canal parabólico provienen de la superficie del receptor cuya área es mucho más pequeña que el área de apertura. Las pérdidas por radiación son mucho mayores comparados con un colector de placa plana, ya que la temperatura del receptor, T_r , es mucho mayor y las pérdidas por radiación son proporcionales a la cuarta potencia de T_r . Las pérdidas térmicas del receptor se estiman, generalmente en términos del coeficiente global de pérdida, U_L , que se basa en el área del receptor. El receptor con la cubierta de vidrio es definido como elemento colector de calor (HCE).

La función principal del HCE en un PTC es absorber y transferir la energía concentrada hacia un fluido de trabajo. En el proceso parte de la energía es transferido a los alrededores causando pérdida de calor, conocer la cantidad de calor pérdida es importante para predecir el rendimiento del PTC. Los cálculos deben incluir pérdidas por radiación, conducción y convección. El elemento colector de calor puede tener dos configuraciones: a) Un tubo absorbedor solamente, en este caso conocido como tubo desnudo y b) Un tubo absorbedor con una cubierta de vidrio.

Para reducir las pérdidas de calor en los concentradores de canal parabólico se emplea un tubo de vidrio que se coloca de forma concéntrica alrededor del tubo absorbedor, el espacio entre ellos es generalmente evacuado, por lo cual la pérdida por convección es insignificante. El coeficiente global de pérdidas se calcula mediante la ecuación 2.51

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{rad,c-a})A_g} + \frac{1}{h_{rad,r-c}} \right]^{-1} \quad (2.51)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación de la cubierta del vidrio hacía el ambiente es dada por la ecuación 2.52

$$h_{rad,c-a} = \varepsilon_g \cdot \sigma (T_g + T_{amb})(T_g^2 + T_{amb}^2) \quad (2.52)$$

El coeficiente de radiación entre el tubo receptor (absorbedor) y la cubierta es dado por la ecuación 2.53

$$h_{\text{rad},r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_g} \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \quad (2.53)$$

El coeficiente de convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente es calculado a partir del número de Nusselt, que se obtiene con la ecuación 2.54, para un número de Reynolds de $1,000 < 50,000$.

$$\text{Nu} = 0.3(\text{Re})^{0.6} \quad (2.54)$$

De acuerdo con Duffie y Beckman (1994) el coeficiente de transferencia de calor del aire sobre de un tubo cilíndrico se calcula con la ecuación 2.55

$$h_w = \text{Nu} \left(\frac{k_w}{D_g} \right) \quad (2.55)$$

En donde k_w es la conductividad térmica del aire ($0.0276 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$) y D_g es el diámetro del vidrio.

Si se debe considerar la radiación absorbida por la cubierta, se debe agregar el término apropiado en el lado derecho de la ecuación 2.51. A continuación, se debe estimar el coeficiente de transferencia de calor global, U_o . Esto debe incluir la pared del tubo porque el flujo de calor en un colector de concentración es alto. Basado en el diámetro del tubo exterior, U_o está dado por la ecuación 2.56.

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{\text{conv}} \cdot D_i} + \frac{D_o \cdot \ln(D_o/D_i)}{2k_f} \right]^{-1} \quad (2.56)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección, h_{fi} , se puede obtener a partir de la ecuación de flujo en tuberías circulares, dada por la correlación de Dittus–Boelter (ecuación 2.57) que esta en función del número de Reynolds (ecuación 2.58)

$$Nu = 0.023(Re_{Di})^{0.8}(Pr)^{0.4} \quad (2.57)$$

$$Re_{Di} = \frac{\rho \cdot V \cdot Di}{\mu} \quad (2.58)$$

La eficiencia instantánea de un concentrador puede ser calculada como un balance de energía en el tubo receptor, el caso particular del PTC, se hace uso de un factor de remoción de calor F_R . El calor útil entregado por un colector solar es igual a la energía absorbida por el fluido de transferencia de calor menos las pérdidas de calor directas e indirectas desde la superficie hacia su alrededor. La energía útil entregada por un concentrador es dada por la ecuación 2.59

$$Q_u = F_R [G_B \eta_{opt} A_a - A_r U_L (T_i - T_{amb})] \quad (2.59)$$

El factor de remoción se calcula con la ecuación 2.61

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A_r \cdot U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_r U_L F'}{\dot{m} \cdot c_p} \right) \right] \quad (2.60)$$

Donde F' es el factor de eficiencia del concentrador y se calcula con la ecuación 2.61

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{conv} \cdot D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)} \quad (2.61)$$

En donde D_o es el diámetro externo del tubo receptor, D_i el diámetro interno del receptor

La eficiencia del concentrador en términos de la temperatura promedio está dada por la Ecuación 2.62, que es obtenida de dividir Q_u (ecuación 2.59) sobre $G_B A_a$ (Tiwari, 2002).

$$\begin{aligned}
\eta_{\text{ter}} &= F_R \left[\eta_{\text{opt}} - \frac{A_r}{A_a} \left\{ \frac{U_L (T_i - T_a)}{G_B} \right\} \right] \\
&= F_R \left[\eta_{\text{opt}} - U_L \left(\frac{(T_i - T_a)}{G_B * C} \right) \right]
\end{aligned}
\tag{2.62}$$

2.6.3 Prueba de constante de tiempo

Un aspecto de la prueba en los colectores es la determinación de la capacidad de calor en términos de una constante de tiempo. Es necesario determinar la respuesta de tiempo del colector solar para poder seleccionar los intervalos correctos para las pruebas de eficiencia de estado estacionario o cuasi-estacionario (Duffie y Beckman, 1994; Goswami, 2015; Kalogirou, 2004). La constante de tiempo del colector se define como el tiempo necesario para que la temperatura de salida del colector aumente en un 63.2 % del aumento total de $(T_{oi}-T_a)$ a $(T_{of}-T_a)$ después del aumento gradual de la irradiancia en el tiempo 0 (Kalogirou, 2004) como se observa en la figura 8.

En un colector de concentración solar, la prueba de contante de tiempo consiste en circular el fluido de trabajo por el tubo absorbedor a la misma tasa de flujo que en la prueba de eficiencia, mientras que está enfocada el concentrador, para después súbitamente desenfocarlo hasta que la temperatura de la salida llegue a un estado estacionario o cuasi-estacionario. En un concentrador se mide la contante de tiempo durante el calentamiento y el enfriamiento. En ambos casos el colector funciona con la temperatura de entrada del fluido mantenida a la temperatura ambiente. Las temperaturas del fluido de transferencia se controlan continuamente en función del tiempo hasta que la ecuación 2.63 este satisfecha.

$$0.368 = \frac{1}{e} = \frac{T_{of} - T_{ot}}{T_{of} - T_i}
\tag{2.63}$$

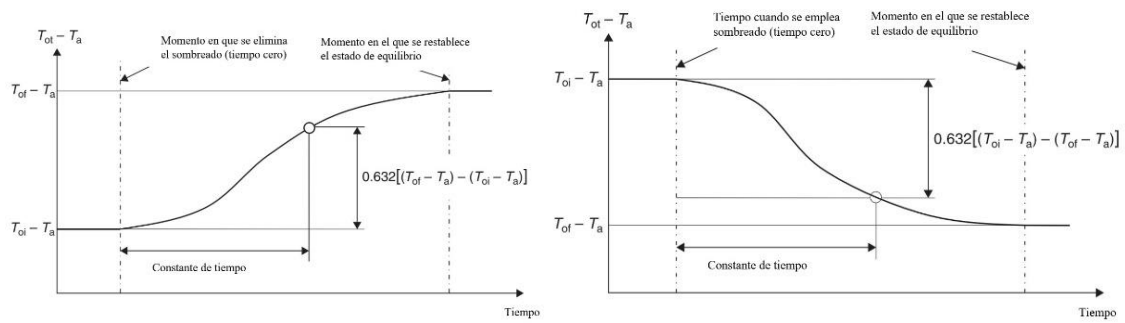


Figura 8.- Constante de tiempo de enfriamiento y calentamiento (Kalogirou, 2004)

2.7 Turbuladores

Recientemente la ingeniería solar térmica tiene el objetivo de mejorar los concentradores de canal parabólico para procesos industriales. Algunas investigaciones están dirigidas al desarrollo de nuevas aplicaciones, nuevos componentes, materiales reflejantes, entre otras, esto con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica de concentrador. Una forma de mejorar la eficiencia es producir un alto coeficiente de transferencia de calor por convección para aumentar el intercambio de calor entre la superficie absorbente y el fluido de trabajo (Jaramillo et al., 2016).

Las técnicas de aumento de transferencia de calor pueden ser descritos en tres categorías: técnicas activas, pasivas y compuestas. Las técnicas pasivas no requieren ninguna entrada directa de potencia, usan la del propio sistema, lo que conduce a un aumento en la caída de presión. Generalmente se utilizan modificaciones superficiales o geométricas en el canal de flujo mediante la incorporación de inserciones o dispositivos adicionales (Kumar y Murugesan, 2012). La cinta trenzada o torcida es una técnica que se utiliza ampliamente para aumentar la transferencia de calor (Jafar y Sivaraman, 2014). La figura 9 muestra anillos torcidos que se han utilizado a manera de turbuladores en tubos circulares para aumentar la transferencia de calor.

Para un colector de canal parabólico, el factor principal para la transferencia óptima de calor del sol al fluido de trabajo, que pasa en el tubo absorbente es tener un alto coeficiente de transferencia de calor por convección (Ghadirijafarbigloo et al., 2014).

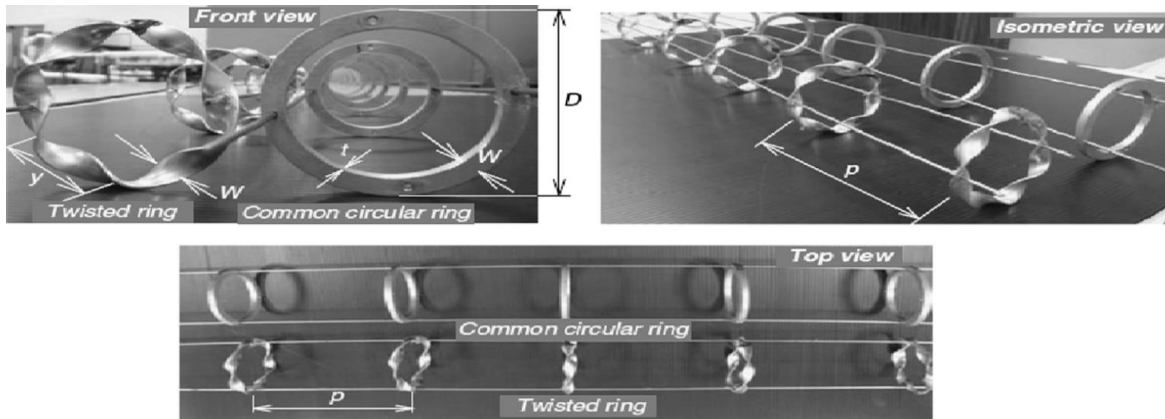


Figura 9. Anillos torcidos (Thianpong et al., 2012)

Los calentadores solares de aire son una de las aplicaciones consideradas importantes y utilizadas ampliamente para el secado de productos agrícolas y calefacción, sobre todo para estas aplicaciones se han utilizado colectores solares de placa plana (FPC). En la tecnología de FPC uno de los métodos para mejorar el desempeño es incrementar el coeficiente de transferencia de calor entre la placa absorbadora y el aire; esto se ha logrado usando diferentes superficies rugosas, turbuladores, deflectores perforados, aletas delta (Alam, Saini y Saini, 2014), nervios y surcos (Sharma y Kalamkar, 2015). La existencia de una subcapa laminar entre la placa de absorción y el flujo de aire es la principal causa de la alta resistencia térmica, esto debido a que el aire actúa en esa subcapa como un aislante, por lo cual la necesidad de la geometría artificial para crear turbulencias en las zonas donde se presenta la subcapa laminar, mejorando así la transferencia de calor. Cuando el fluido de transferencia de calor atraviesa un tubo circular los turbuladores que se han desarrollado para este fin son los anillos como los que se observan en la figura 9 y cintas trenzadas mostradas en la figura 10.

Cada una de las técnicas para mejorar la transferencia de calor tiene sus ventajas y limitaciones. En el caso de las cintas trenzadas se han realizado diversos estudios para determinar el mejor rendimiento de este artefacto; para ello se han observado el efecto que tiene dentro del tubo circular. Algunos autores han propuesto modificaciones en los dispositivos que se insertan dentro de los tubos, sin embargo, esto genera costos por lo cual, en lugar de realizar estas modificaciones se han realizado estudios insertando múltiples cintas torcidas para observar su comportamiento dentro del tubo.

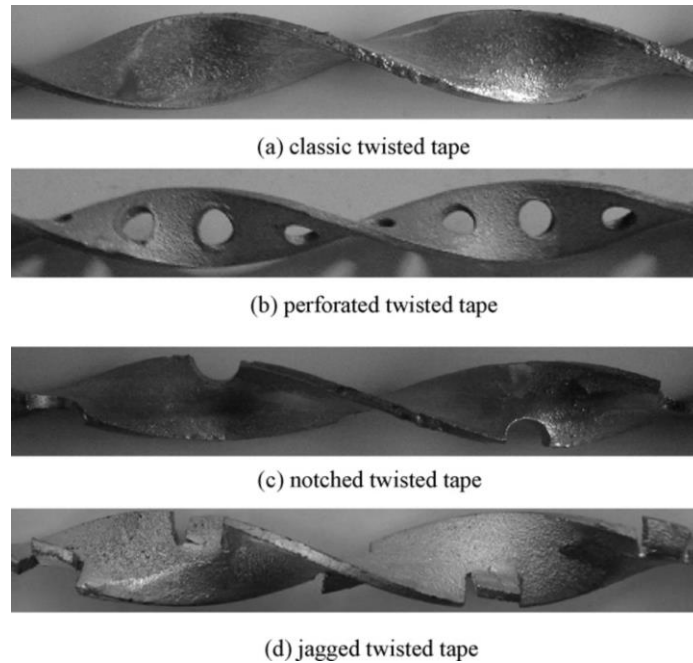


Figura 10. Turbuladores en tubos circulares (Rahimi, Shabanián y Alsairafi, 2009)

Los parámetros de un turbulador para calcular el rendimiento térmico son la relación de torsión (y/w), el ancho de la cinta [w (m)] y longitud del paso de la cinta [y (m)].

El factor de rendimiento térmico se usa comúnmente para estimar el rendimiento de diferentes insertos, como la bobina de alambre, la cinta retorcida, etc. Es una función del coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción. El factor de rendimiento térmico de un dispositivo de inserción es bueno si este dispositivo puede alcanzar un aumento significativo del coeficiente de transferencia de calor con un aumento mínimo del factor de fricción (Sheikholeslami, Gorji-Bandpy y Ganji, 2015).

El rendimiento térmico se calcula con la ecuación 2.64

$$\eta_{TT} = \frac{\frac{Nu_{TT}}{Nu_{ET0}}}{\frac{f_{TT}}{f_{ET0}}} \quad (2.64)$$

Donde Nu_{TT1} y Nu_{ET0} son los números de Nusselt con y sin el inserto respectivamente; f_{TT1} y f_{ET0} son los factores de fricción con y sin inserto respectivamente.

El factor de fricción para el tubo con el turbulador puede ser calculado con la ecuación 2.65

$$f_{TT1} = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{\rho * V^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{L}{D_h} \right) \right]} \quad (2.65)$$

Para calcular el número de Nusselt cuando los tubos están equipados con un turbulador se han desarrollado correlaciones, producto de resultados experimentales. Estas correlaciones se escriben en términos de la relación de torsión (y/w), número de Reynolds y el número de Prandtl (S. Eiamsa-ard, Thianpong y Eiamsa-ard, 2010). El cálculo del número de Nusselt y el factor de fricción se calculan a partir de las siguientes correlaciones (ecuación 2.66 y 2.67)

$$Nu_{TT1} = 0.224Re^{0.66}Pr^{0.4} \left(\frac{y}{w} \right)^{-0.6} \quad (2.66)$$

$$f_{TT1} = 65.4Re^{-0.52} \left(\frac{y}{w} \right)^{-1.31} \quad (2.67)$$

Cuando el tubo no está equipado con un turbulador el número de Nusselt se calcula de acuerdo con la correlación de Dittus–Boelter que se muestra en la ecuación 2.57, cuando se evalúa el coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo y está equipado con un turbulador la ecuación 2.57 se cambia por la ecuación 2.66. El factor de fricción sin ningún inserto en el interior del tubo circular se calcula a partir de la correlación 2.68

$$f_{ET0} = 0.376Re^{-0.254} \quad (2.68)$$

Cuando se evalúan dos turbuladores en el interior del tubo, el número de Nusselt se calcula con la ecuación 2.69 y el factor de fricción se calcula con la ecuación 2.70.

$$Nu_{TT2} = 0.264Re^{0.66}Pr^{0.4} \left(\frac{y}{w} \right)^{-0.61} \quad (2.69)$$

$$f_{TT2} = 41.7Re^{-0.53} \left(\frac{y}{w} \right)^{-0.84} \quad (2.70)$$

Capítulo III. Metodología

3.1 Dimensionamiento de campo solar

La dimensión del área de apertura del concentrador solar corresponde al consumo de energía requerida por un secador por aspersión nivel piloto; para evaluar la aplicación del calor obtenido. La tabla 7 muestra las especificaciones del secador nivel piloto Niro Mobile Minor ® Spray dryer.

Tabla 7.- Características Niro Mobile Minor ® Spray dryer

Especificaciones secador por aspersión	
Cámara	800*620 mm/ cono 60°
Calentador	Resistencia eléctrica 7.5 kW, temperatura máxima de entrada 350
Equipo de atomización	Atomizador rotatorio, accionado neumáticamente, con rueda estándar o de resistencia a la abrasión y / o boquilla de dos fluidos en paralelo
Colección de polvo	Un solo punto bajo el ciclón
Bomba	Bomba Peristáltica, control infinitamente variable, consumo 0.1 kW
Ventilador	Motor de ventilador 0.25 kW/ 2900 rpm
Material	Acero inoxidable AISI 316

La tabla 8 muestra los valores de la insolación media global para la ubicación donde se realizan las pruebas experimentales del concentrador de canal parabólico. El lugar de la instalación está en el plano terrestre con latitud 17.02714 y longitud -96.72036, en la instalación del Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional [CIIDIR IPN Unidad Oaxaca].

Tabla 8.- Insolación global media y condiciones atmosféricas en el plano terrestre con latitud 17.02714° y longitud -96.72036°

Mes	Temperatura del aire	Humedad relativa	Radiación solar diaria	Velocidad del viento	Temperatura superficie terrestre
	°C	%	kWh/m ² /d	m/s	°C
Enero	16.2	79.1%	4.70	3.4	16.9
Febrero	17.5	73.5%	5.30	3.2	18.4

Marzo	19.6	65.1%	6.11	2.9	21.2
Abril	21.8	62.4%	6.38	2.6	23.8
Mayo	22.6	66.8%	6.08	2.1	24.6
Junio	22.2	75.2%	5.33	2.1	23.7
Julio	21.1	79.6%	5.34	2.4	22.4
Agosto	21.2	79.8%	5.28	2.3	22.5
Septiembre	21.1	80.1%	4.70	2.1	22.4
Octubre	19.9	80.1%	4.71	2.7	21.0
Noviembre	18.4	80.4%	4.63	3.1	19.4
Diciembre	16.7	81.4%	4.53	3.5	17.4
<i>Datos</i> Anual	19.9	75.3%	5.26	2.7	21.1

tomados de <https://power.larc.nasa.gov/>

El cálculo del área apertura considera el consumo de energía del secador por aspersión de la tabla 6, donde se tomó el valor de la potencia de las resistencias eléctricas, 7.5 kW. El plano terrestre con la latitud y longitud terrestre tiene 5.3 (h/día) horas solares pico, HSP, lo que indica las horas disponibles de radiación solar.

El cálculo de potencia mínimo y máximo requerido toma valores de la radiación incidente mensual (Peralta, 2016), dato que se toman de la tabla 8. La radiación solar incidente máximo ocurre en abril (6.38 kW/m²/d) mientras que el mínimo en diciembre (4.53 kW/m²/d), estos valores se dividen por HSP, obteniendo valores de potencia por unidad de área. La potencia mínima y máxima se multiplica por la eficiencia de los colectores reportados en bibliografía, considerando una eficiencia mínima de 60 % y una máxima de 65%. Finalmente, para calcular el área de apertura, el consumo energético del secador es dividido por cada una de las potencias, obteniendo unidades de área. Se dimensiona un área mínima requerida para la época de mayor radiación, y un área máxima para la época de menor radiación, por lo que se tiene un promedio del área de apertura de 12.104 m². El cálculo del dimensionamiento se muestra en el **anexo A**.

El campo solar necesario es de una magnitud de 12.104 m². El concentrador de canal parabólico que se ocupa en esta investigación tiene las dimensiones que se muestran en la Tabla 9. De acuerdo con la Tabla 9 el área de apertura de un PTC es de 3.36 m², por lo cual se requieren 4 equipos con estas dimensiones.

Tabla 9.- Dimensiones del concentrador solar Inventive Power, modelo Power Trough 110 ®

Parámetro	Símbolo	Valor/Tipo	Unidades
Apertura del colector		1.1	m
Longitud del colector		3.06	m
Distancia focal	(F)	0.341	m
Área de apertura del colector	(A _a)	3.36	m ²
Diámetro interno de tubo receptor	D _{r1}	23.8	mm
Diámetro exterior de tubo receptor	D _{r2}	33.4	mm
Diámetro interno de la cubierta de vidrio	Dg4	62	mm
Diámetro exterior de la cubierta de vidrio	Dg4	70	mm
Superficie reflejante		Aluminio Anodizado	
Materia tubo receptor		AISI 304	
Material de cubierta de cristal		Borosilicato	

3.2 Descripción del esquema experimental

3.2.1 Colectores

El campo de concentradores se compone de cuatro PTC's Power Trough 110® descritos en la tabla 9 y se instalaron como se muestra en el esquema de la figura 11, dos filas de dos concentradores cada uno, todos conectados en serie. La distancia entre las filas es de tres metros, para evitar que la sombra generada durante el seguimiento solar los afecte. El área total del campo solar es de 27.1671 m², el área útil, es decir, área de apertura de los concentradores de canal parabólico es de una magnitud de 13.4754 m². La figura 12 muestra imágenes fotográficas del campo solar instalado para las pruebas experimentales

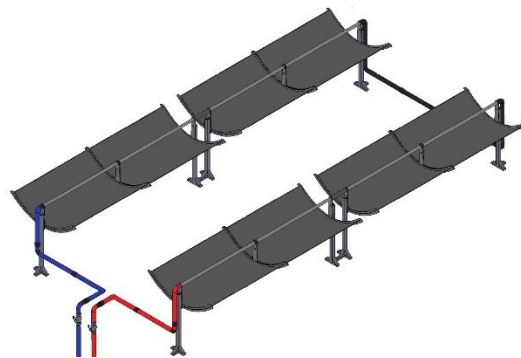


Figura 11.-Esquema de campo solar desarrollado en SolidWorks®



Figura 12.- Campo solar en las instalaciones del CIIDIR IPN Unidad Oaxaca

El banco de pruebas que se construyó está conformado por un sistema de almacén del fluido térmico, un sistema eléctrico, sistema hidráulico y un sistema de medición y adquisición de datos.

3.2.2 Operación con agua como fluido de trabajo

La evaluación del concentrador solar se realizó durante el periodo abril-mayo del año 2019, con el objetivo de garantizar condiciones de cielo despejado. La evaluación con agua como fluido térmico se realizó para cada uno de los tratamientos con el horario de 11:00 am- 4:00 pm. Los niveles de flujo másico del agua son los siguientes:

- 9 kg/min (9 L/min)
- 12 kg/min (12 L/min)
- 15 kg/min (15 L/min)

Se empleó un recipiente de almacenamiento de 1100 litros, y una bomba centrífuga Pedrollo® PKm-60 para el suministro del fluido de trabajo.

El control de flujo másico se realizó mediante un sistema de recirculación (feedback), compuesto por una bomba, una válvula de compuerta y una combinación de accesorios de tubería que se observan en la figura 13. Las propiedades del agua se muestran en la tabla 10.



Figura 13.- Sistema Feedback para el control de flujo de agua

3.2.3 Operación con aceite como fluido de trabajo

La evaluación del aceite como fluido de trabajo se llevó a cabo durante el periodo febrero-marzo del año 2020, para garantizar condiciones de cielo despejado. La evaluación se realizó en un horario de 10:15 am- 10:30 am. Los niveles de flujo másico y volumétrico son los siguientes:

- 7.8120 kg/min (9 L/min)
- 10.416 kg/min (12 L/min)
- 13.020 kg/min (15 L/min)

El menor tiempo de evaluación del equipo solar comparado con el agua como fluido de trabajo es debido a las propiedades del aceite, en particular a la capacidad calorífica, al ser menor la cantidad de calor que requiere para incrementar su temperatura en una unidad. El aceite sintético tarda alrededor de 15 minutos en llegar a temperaturas superiores de 100 °C. Las propiedades del aceite se muestran en la tabla 10.

Tabla 10.- Propiedades de los fluidos de trabajo

Propiedad	Flujo Interno		Flujo externo	Unidad
	Agua	Aceite sintético ¹	Aire	
Densidad	998	868	1.225	kg/m ³
Viscosidad cinemática	$1.004 \cdot 10^{-6}$	$3.50 \cdot 10^{-6}$	$1.59 \cdot 10^{-5}$	m ² /s
Viscosidad dinámica	$1.002 \cdot 10^{-3}$	$3.04 \cdot 10^{-3}$	$3.50 \cdot 10^{-6}$	kg/m·s
Conductividad térmica	0.614	0.136	0.0276	W/m·K
Capacidad calorífica	4.186	1.560	1.007	kJ/kg·K

¹ SKALN Synthetic Heat Transfer OIL

En la operación del aceite sintético como fluido de trabajo se empleó una bomba de engranes para aceite de alta temperatura de la marca Lumex®, modelo HGN 050. Se empleó también un sistema de recirculación (feedback) para el control de flujo que se observa en la figura 14b. Se empleó una manguera EATON FC-332-06 con un rango de operación de -40 a 150 °C (figura 14c).

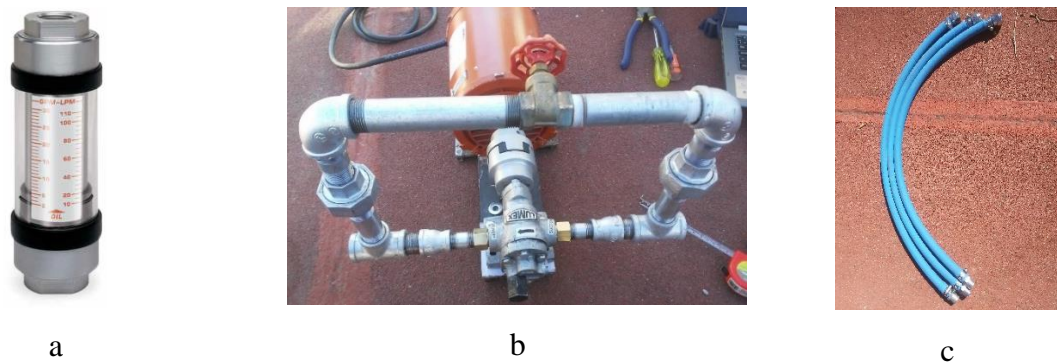


Figura 14.- Dispositivos en la evaluación del aceite sintético como fluido de trabajo: a) Rotámetro, b) Sistema de recirculación (feedback) y c) Manguera EATON de alta temperatura

3.2.4 Instrumentación

La radiación solar global incidente sobre el concentrador de canal parabólico se midió con un piranómetro Kipp & Zonnen con una sensibilidad de $14.69 \cdot 10^{-3}$ mV. La temperatura se midió con sondas fabricadas con alambre de termopar tipo K (calibre 20) con una sensibilidad de $38 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ con recubrimiento de fibra de vidrio con terminal de vaina cerrada de montaje de acero inoxidable de $\frac{1}{4}$ " de diámetro y 10 cm de longitud, con conector roscado NPT de $\frac{1}{4}$ ". La sonda se enrosca en una reducción bushing de $\frac{3}{4}$ " a $\frac{1}{4}$ " colocada en una "T" galvanizada de $\frac{3}{4}$ " de diámetro (figura 15). La presión de los fluidos de trabajo se midió con un manómetro Altamira, con un rango de operación de 0 a 200 PSI. Se empleó un rotámetro Hedland® H600-001-HT (Figura 14a) con un rango de medición de 0 a 110 l/min y un rango de operación continua de -29 a 205 °C y un rango de operación intermitente de 205 a 260 °C, dispositivo para medir el flujo del aceite de alta temperatura. La velocidad del aire se midió con un anemómetro Benetech® modelo GM816.

Los datos de temperatura y radiación solar se midieron y registraron en tiempo real con un sistema de adquisición de datos de 48 canales MAC-14 Cole-Parmer® conectado a una computadora portátil COMPAQ® presario 2100.



Figura 15. Arreglo de termopares tipo K

El diagrama de la figura 16 muestra la ubicación de los termopares que censaron las temperaturas durante cada uno de los tratamientos, también se muestra el piranómetro y el sistema de adquisición de datos Cole Parmer Mac-14.

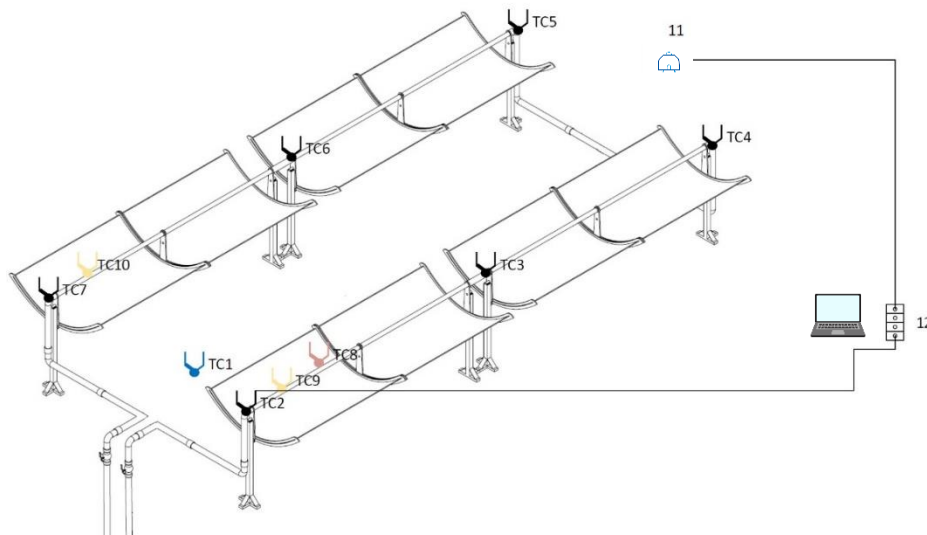


Figura 16. Esquema de instrumentación

- T_{C1}: Temperatura ambiente
- T_{C2}: Temperatura entrada interna del fluido de trabajo
- T_{C3}: Temperatura interna del fluido de trabajo
- T_{C4}: Temperatura interna del fluido de trabajo
- T_{C5}: Temperatura interna del fluido de trabajo
- T_{C6}: Temperatura interna del fluido de trabajo
- T_{C7}: Temperatura salida interna del fluido de trabajo
- T_{C8}: Temperatura diámetro externo del absorbedor en la entrada
- T_{C9}: Temperatura diámetro externo del absorbedor en la salida
- T_{C10}: Temperatura diámetro externo de la cubierta de vidrio
- 11: Piranómetro
- 12: Sistema de adquisición de datos Cole Parmer Mac-14

3.3 Turbuladores

Los turbuladores en forma de cinta torcida se diseñaron para obtener los coeficientes más altos de transferencia de calor en el HCE. Los parámetros que determinan el rendimiento de los turbuladores son la longitud de torsión (y), el ancho de la cinta (w) y la razón de torsión (y/w). Los parámetros de un turbulador en forma de cinta torcida se observan en la figura 17.

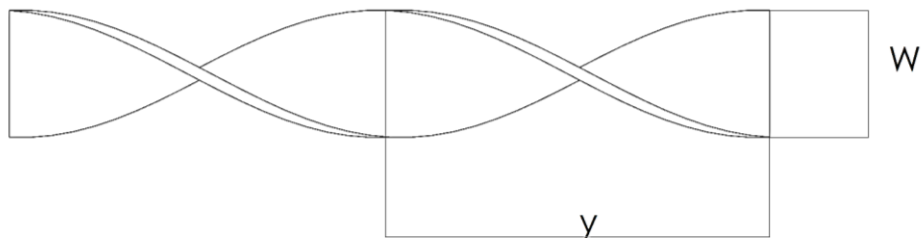


Figura 17. Detalles de los parámetros de la cinta torcida

En la construcción de los turbuladores se fijó la razón de torsión $y/w=3$, para permitir la mejor transferencia de calor. Una torsión menor no fue posible debido a las propiedades de la lámina. Las cintas torcidas se elaboraron con tiras de lámina de acero inoxidable con un grosor de 0.9 mm y una longitud de 3000 mm. Las cintas de torsión se elaboraron retorciendo las tiras de lámina de acero inoxidable, alrededor de su eje longitudinal, manteniéndolos bajo tensión. Las cintas torcidas se elaboraron con una configuración de sentido alternativo, en sentido de las manecillas del reloj y en sentido contrario, como se muestra en la figura 18.

Se construyeron dos configuraciones de cintas torcidas manteniendo la razón de torsión ($y/w=3$).

- I. La primera configuración de cinta torcida (TT1) tiene una longitud de torsión (y) de 48 mm y ancho de cinta (w) de 16 mm.
- II. La segunda configuración de cinta torcida (TT2) tiene una longitud de torsión (y) de 24 mm y ancho de cinta (w) de 8 mm, permitiendo la inserción de dos cintas de esta magnitud en una sola ocasión en el tubo absorbedor del PTC.

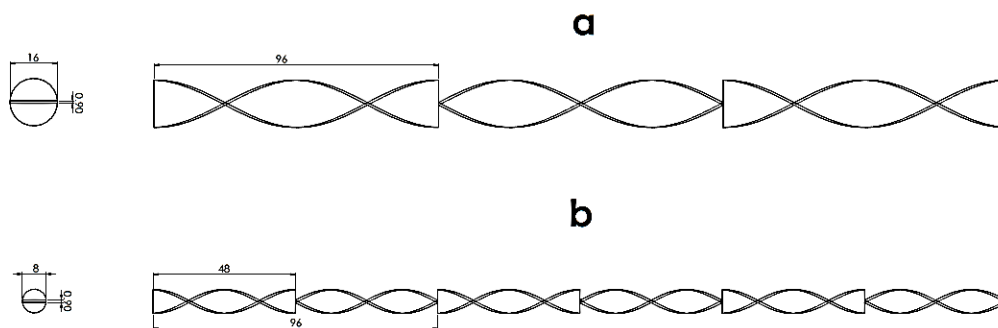


Figura 18. Dimensiones de las cintas torcidas en mm, a) TT1; b) TT2

Buscando aumentar la transferencia de calor, se realizó una modificación en comparación con las cintas torcidas típicas que mantienen la misma configuración a lo largo de la cinta. La modificación se realizó haciendo un corte en las cintas elaboradas, de la siguiente manera:

- I. En la cinta TT1, por cada dos torsiones (96 mm) se realizó un corte en ambos lados con una profundidad de 6 mm, posteriormente ambos lados torcieron simultáneamente a 90° (ángulo de torsión), esto para producir un flujo de remolino en dirección opuesto respecto al giro anterior.
- II. En la cinta TT2, por cada dos torsiones (48 mm) se realizó un corte en ambos lados con una profundidad de 3 mm, posteriormente ambos lados torcieron simultáneamente a 90° .

La tabla 11 resume las dimensiones de las cintas construidas, la figura 19 muestra la relación que tiene la cinta TT1 con la cinta TT2.

Tabla 11.- Características de los turbuladores

Cinta torcida	Longitud [y] (mm)	Ancho [w] (mm)	Razón de torsión [y/w]
TT1	48	16	3
TT2	24	8	3

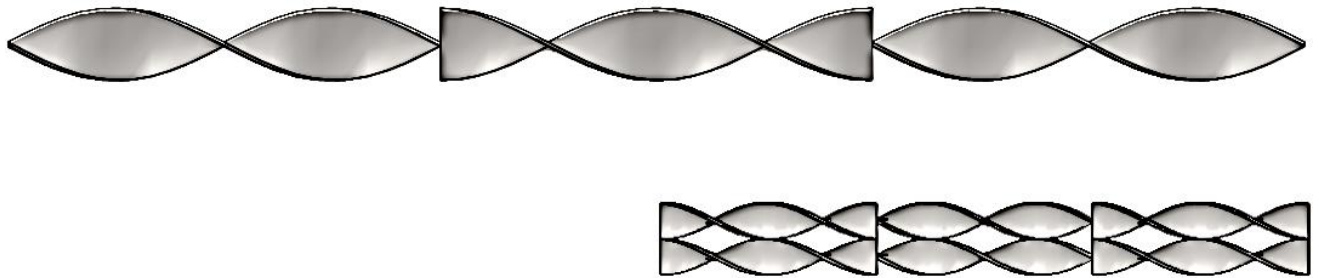


Figura 19. Relación entre las cintas torcidas

3.4 Calculo de eficiencia de concentrador de canal parabólico

El rendimiento térmico de un concentrador canal parabólico se determina mediante valores de eficiencia instantánea. La eficiencia del PTC es una relación entre el calor útil y la energía solar incidente por el área de apertura del colector. El calor útil se determina mediante la función entre el flujo masico, el calor específico del fluido de trabajo y la diferencia entre la temperatura a la entrada, T_i , y a la salida del tubo receptor, T_o ; también, el calor útil está en función del coeficiente global de perdidas, U_L .

El cálculo de la eficiencia térmica del PTC tomó las consideraciones que se muestran en la Tabla 12, junto con las dimensiones del PTC mostradas en la Tabla 9 y las propiedades del fluido de trabajo que se muestran en la Tabla 10.

Tabla 12.- Consideraciones para la eficiencia teórica del PTC

Consideraciones			
Razón de torsión		3	(y/w)
Flujo Volumétrico	9	12	15 (L/min)

Tabla 13.- Propiedades de los materiales del concentrador solar

Propiedad		Magnitud	Unidades
Reflectancia	ρ	0.9	[-]
Emisividad del tubo receptor	ε_r	0.37	[-]
Emisividad del tubo de vidrio	ε_g	0.87	[-]
Absorbancia	α	0.87	[-]
Conductividad térmica del tubo absorbedor	k	16.3	[W/m·K]

La eficiencia de un concentrador de canal parabólico se define como la relación entre el calor útil y la energía solar incidente sobre el colector por el área de apertura como se muestra en la ecuación 2.18.

La norma ANSI/ASHRAE, 93-1986 se usa como guía para llevar a cabo la evaluación del PTC. Esta norma permite la evaluación del rendimiento térmico de concentradores de canal parabólico.

3.4.1 Eficiencia experimental

La evaluación experimental del concentrador de canal parabólico se determina estableciendo una curva de eficiencia a partir de eficiencias instantáneas medidas para una combinación de valores de radiación solar, temperatura ambiente y temperatura del fluido a la entrada del tubo absorbedor, tomados durante el experimento. En el **anexo B** se presenta el cálculo de la eficiencia experimental instantánea del PTC. La evaluación experimental se lleva en el plano terrestre con latitud 17.02714 y longitud -96.72036, en las instalaciones del CIIDIR IPN Unidad Oaxaca. Se valida el cálculo teórico con datos experimentales considerando un elemento colector de calor, HCE, compuesto del tubo absorbedor y la cubierta de vidrio, en cuyo interior se insertan turbuladores en forma de cinta torcida y con distintos flujos, que se resume en la Tabla 14.

La eficiencia en términos de la temperatura promedio se calcula con la ecuación 2.62 (Tiwari, 2002). Se emplea el coeficiente global de pérdidas de calor (U_L) que considera una sumatoria de los diferentes coeficientes de transferencia de calor (ecuación 2.51). El coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la cubierta de vidrio y el ambiente (h_w), se calcula con la ecuación 2.55 (Duffie y Beckman, 1994); el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente ($h_{r,c-a}$), se calcula mediante la ecuación 2.52; el coeficiente de radiación entre el tubo receptor y la cubierta de vidrio ($h_{r,r-c}$) se calcula a partir de la ecuación 2.53. La eficiencia del PTC considera también el factor de remoción (ecuación 2.60) que esta en función del factor de eficiencia (ecuación 2.61). El factor de eficiencia (F') es una función de las dimensiones del tubo absorbedor, del coeficiente global de pérdida (U_L) y del coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo absorbedor (h_{fi}). Las dimensiones del tubo absorbedor se presenta en la tabla 9 y las propiedades de los fluidos de trabajo (agua, aceite y aire) se presentan en la tabla 10. Las propiedades de los materiales empleados (cubierta de vidrio y tubo absorbedor de acero) se muestran en la tabla 13. Los datos experimentales se muestran en el **anexo E**, donde se presentan la temperatura de entrada (T_i), la temperatura de salida (T_o), la temperatura del tubo de vidrio (T_g) y la radiación solar (G_B). El cálculo considera variantes con el uso de distintos flujos másicos y turbuladores. El cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo (h_{fi}) se calcula a partir de la ecuación 2.5, que esta en función del número de Nusselt. Cuando se evalúa el tubo absorbedor sin inserto la correlación de Dittus-Boelter (ecuación 2.57) es aplicado, al insertar cintas torcidas se emplean las correlaciones desarrolladas por Eiamsa-ard: con una cinta torcida se emplea la ecuación 2.66 y con dos inserciones se emplea la ecuación 2.69

3.4.2 Eficiencia Teórica

La evaluación teórica del concentrador solar de canal parabólico se realiza mediante cálculos teóricos, en la cual se empleó las propiedades de los fluidos de trabajo (tabla 10) y las propiedades de los materiales que conforman el elemento colector de calor, HCE, que se muestran en la tabla 13. La evaluación teórica del PTC se presenta en el **anexo C**. El tubo absorbedor este hecho de acero inoxidable AISI 304 con una conductividad térmica de 16.3 W/m·K.

En el cálculo de la eficiencia teórica del PTC es necesario determinar primeramente la temperatura del tubo absorbedor y la temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor, necesarios para calcular los coeficientes de radiación y convección. La temperatura se estima realizando un balance de energía sin considerar pérdidas de calor; a partir de las ecuaciones 2.19 y 2.59 se obtiene el siguiente balance

$$\dot{m}C_{p,f}(T_o - T_i) = CG_B\eta_{opt}A_r \quad (3.1)$$

La eficiencia óptica η_{opt} se obtiene con la ecuación 2.46 considerando solamente $\rho\tau\alpha\gamma$ en el cálculo. A partir de la ecuación de balance (ecuación 3.1) se obtiene el valor de la temperatura de salida

$$T_o = \frac{C \cdot G_B \cdot \eta_{opt} A_r}{\dot{m} \cdot C_{p,f}} + T_i \quad (3.2)$$

La razón de concentración se calcula con la ecuación 2.45 y el área del receptor se obtiene a partir de la dimensión del tubo absorbedor que se presenta en la tabla 8. Considerando que el cálculo se realiza al medio día solar, la radiación solar se fija en 1000 W/m^2 y la temperatura de entrada se fija en $25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Considerando que el tubo absorbedor tiene una alta difusividad térmica y que su pared es suficientemente delgada se supone que la temperatura externa e interna de la pared es igual; al realizar el balance de calor considerando el coeficiente de calor por convección del fluido en el interior del tubo absorbedor, se obtiene la ecuación 3.3

$$h_{conv}(T_r - T_o) = C \cdot G_B \cdot \eta_{opt} \quad (3.3)$$

A partir de la ecuación 3.3 se puede obtener el valor de la temperatura del tubo absorbedor (ecuación 3.4)

$$T_r = \frac{C \cdot G_B \cdot \eta_{opt}}{h_{conv}} + T_o \quad (3.4)$$

Donde h_{fi} es el coeficiente convectivo que se obtiene a partir de la ecuación 2.5. El h_{fi} está en función del número de Nusselt que es calculada de acuerdo con la correlación de Dittus-Boelter (sin inserción) y a las desarrolladas por Eiamsa-ard (con inserciones).

Una vez establecidos los valores de temperatura de salida (T_o) y temperatura del tubo absorbedor (T_r), se puede estimar el coeficiente global de pérdidas de calor (U_L) mediante la ecuación 2.51. El coeficiente global de pérdidas es una función de coeficientes de calor por convección hw (ecuación 2.55) y por radiación (ecuación 2.52 y 2.53).

La eficiencia del concentrador solar en términos de la temperatura promedio se calcula con la ecuación 2.62, que es una ecuación de la forma $y=a\pm bx$.

La eficiencia es definida de acuerdo con la ecuación 3.5 ocupando los valores calculados F_R , h_{opt} , U_L y C . En la ecuación se desconocen los valores T_i , T_a y G_B por lo tanto la ecuación queda en función de esos datos.

$$\eta = F_R \cdot \eta_o - \frac{U_L}{C_o} \left[\frac{(T_i - T_a)}{G_B} \right] \quad (3.5)$$

3.4.3 Calculo de contante de tiempo

La evaluación de la contante de tiempo se determina de manera experimental haciendo circular en el tubo absorbedor el fluido de trabajo durante cinco minutos. En el tiempo cero (0 s) se enfoca el concentrador a los rayos solares y en el tiempo 300 (5 minutos) se desenfoca el concentrador de manera súbita. La evaluación de la contante de tiempo se presenta en el **anexo D**.

La constante de tiempo del colector se define como el tiempo necesario para que la temperatura de salida del colector aumente en un 63.2 % del aumento total de ($T_{oi}-T_a$) a

($T_{of}-T_a$) después del aumento gradual de la irradiancia a partir del tiempo 0 (0 s). Las temperaturas del fluido de transferencia se controlan continuamente en función del tiempo hasta que la ecuación 2.63 este satisfecha. A partir de la ecuación 2.63 se despeja el termino T_{ot} que es la temperatura en el tiempo t (ecuación 3.6)

$$T_{ot} = T_{of} + \left(0.368(T_i - T_{of})\right) \quad (3.6)$$

Después de estimar el valor de la temperatura en el tiempo t, que representa el 63.2 % del aumento total, se realiza una interpolación correspondiente con el valor de la temperatura en el tiempo t, calculado; los datos conocidos son el tiempo en que se inicia a tomar la temperatura de entrada, T_i , (tiempo cero) y el tiempo en que se restablece el estado estacionario (T_{of}).

El dato del tiempo esta en el eje X, por lo cual, para determinar la constante de tiempo, se utiliza la siguiente interpolación

$$x = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} (x_2 - x_1) + x_1 \quad (3.7)$$

Donde las variables “x” y “y” en la ecuación 3.6 representan el tiempo y la temperatura respectivamente.

3.5 Diseño y análisis estadístico de experimentos

Para garantizar condiciones de estado cuasi estable, solo se consideraron válidas las pruebas con bajas fluctuaciones en las variables ambientales y los parámetros operativos durante el período de prueba.

En esta investigación se utilizó un diseño factorial 3^2 , ya que este tipo de diseño permite analizar los efectos principales y combinados para cada uno de los factores (Flujo volumétrico, X_1 ; Turbulador X_2) sobre las propiedades dependientes como lo son la eficiencia global del concentrador de canal parabólico y la temperatura de salida.

La tabla 14 muestra el resumen del diseño experimental factorial completo de dos factores y tres niveles cada uno de ellos. Los dos factores independientes son el flujo volumétrico: con 9,12 y 15 L/min y los turbuladores en forma de cintas torcidas, para los cuales ET0 representa el tubo sin inserto, TT1 cuando se inserta una sola cinta trenzada y finalmente TT2 cuando se insertan dos cintas en el interior del tubo absorbedor del concentrador de canal parabólico.

Tabla 14.- Diseño de experimentos

		Turbuladores (Presencia Ausencia)		
		0 (ET ₀)	1 (TT ₁)	2 (TT ₂)
Flujo Volumétrico (L/min)	9	$\eta_{\text{ter}9,0^*}$	$\eta_{\text{ter}9,1}$	$\eta_{\text{ter}9,2}$
	12	$\eta_{\text{ter}12,0}$	$\eta_{\text{ter}12,1}$	$\eta_{\text{ter}12,2}$
	15	$\eta_{\text{ter}15,0}$	$\eta_{\text{ter}15,1}$	$\eta_{\text{ter}15,2}$

**Los subíndices indican la combinación de las variables para cada uno de los tratamientos*

El orden en el que se ejecutaron los tratamientos experimentales fue de manera aleatoria esto con el fin de evitar efectos de factores externos.

Un total de nueve tratamientos fueron realizados, para cada fluido evaluado: agua y aceite sintético, cada uno de los tratamientos se realizó por duplicado. La variable respuesta de interés es la temperatura de salida y la eficiencia térmica del concentrador de canal parabólico.

La aleatorización de los tratamientos se realizó mediante el método de Montecarlo, para la comprobación de la aleatorización se realizó la prueba de independencia. El análisis de datos se realizó mediante un ANOVA (STATISTICA 7). La comparación de medias se realizó mediante pruebas de comparaciones múltiples con la prueba de Tukey.

Capítulo IV. Resultados y discusiones

5.1 Perfil de irradiancia solar y de temperaturas

Los resultados de la transferencia de calor y el rendimiento del concentrador de canal parabólico con diferentes condiciones en el interior del elemento colector de calor son abordados a continuación.

Irradiancia durante la evaluación del concentrador solar

La figura 20 muestra la irradiancia en función del tiempo para los días que se realizaron las pruebas, empleando agua como fluido de trabajo. La irradiancia es mayor a 800 W/m^2 cumpliendo con los requisitos de la norma ASHRAE. La irradiancia solar es un parámetro para el cálculo de la eficiencia del PTC. En las primeras horas de la prueba la irradiancia comienza a incrementar. En la mayoría de las condiciones el pico máximo se alcanza alrededor de la 1:30 pm.

La evaluación de condición de flujo TT2, 12 muestra una variación en comparación con las otras condiciones de operación debido a la presencia de calima, un fenómeno que se caracteriza por la presencia de partículas de polvo y cenizas en el ambiente. Además, de la presencia de pequeñas y distantes nubes.

López-Vidaña *et al.*, (2013) reportaron la medición de la irradiancia solar en el mismo plano terrestre, teniendo un comportamiento similar, pero evaluando un colector plano y tomando las mediciones en diciembre del 2010. Abdulraheem-Alfellag (2014) evaluó un concentrador solar y reportó la medición de la irradiancia solar, teniendo una tendencia similar, pero con mediciones que van de un rango de 400 a 850 W/m^2 , las mediciones se realizaron en el plano terrestre con longitud 81° y latitud 29.2° en el mes de febrero del 2014. Chafie et al., (2016) reportaron una curva similar de irradiancia, pero con valores bajos dentro del rango de 450 a 750 W/m^2 , en el periodo septiembre octubre del 2015; evaluando un PTC en Túnez (Latitud $36^\circ 50' \text{ N}$, Longitud $10^\circ 44' \text{ E}$).

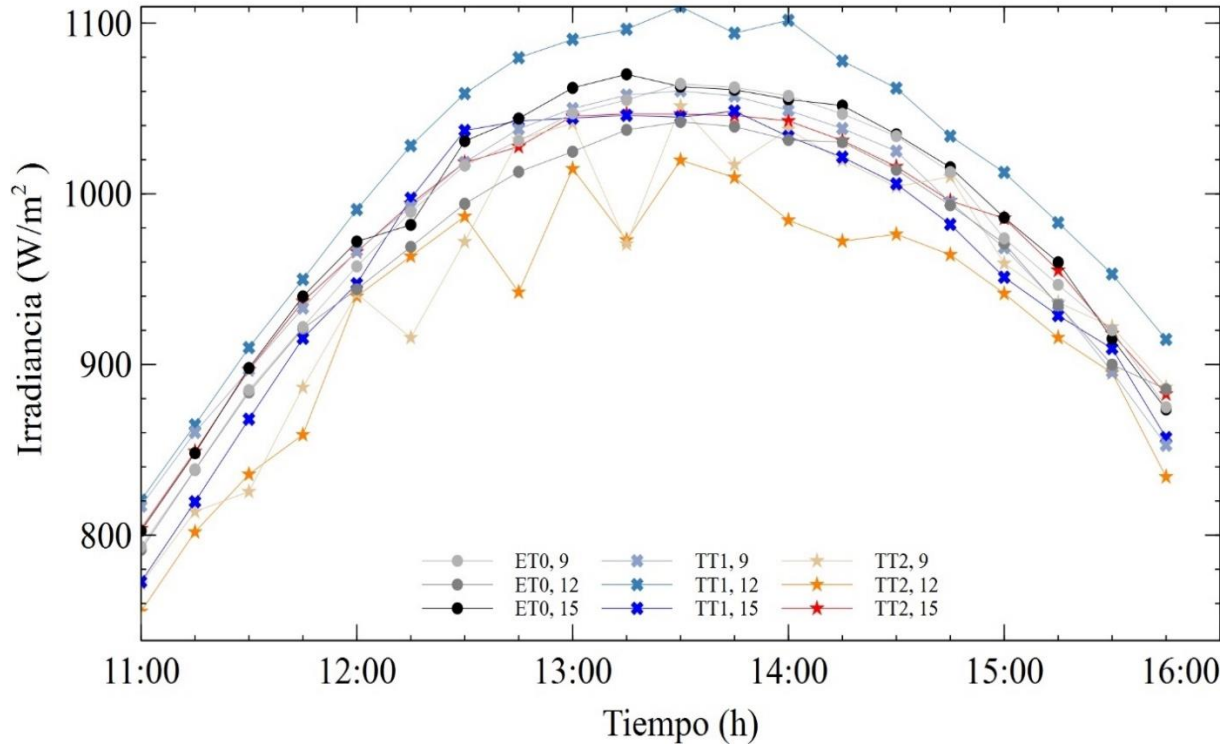


Figura 20. Irradiancia solar durante los días de prueba con agua como fluido de trabajo

La irradiancia en las pruebas con aceite sintético se muestra en la figura 21. El periodo de evaluación del concentrador parabólico utilizando aceite térmico fue de quince minutos, debido a que el aceite térmico requiere menos cantidad de energía que el agua para incrementar su temperatura, pues la capacidad calorífica del aceite es menor que la del agua.

Los valores de irradiancia fueron superiores a los 800 W/m² cumpliendo con los requisitos de la norma AHSRAE. La irradiancia tiene mayor uniformidad comparado con la evaluación del agua. La irradiancia de las pruebas con el aceite sintético varía en un rango de 800 a 900 W/m² mientras que, en la evaluación del agua, la variación fue en el rango de los 800 a los 1100 W/m².

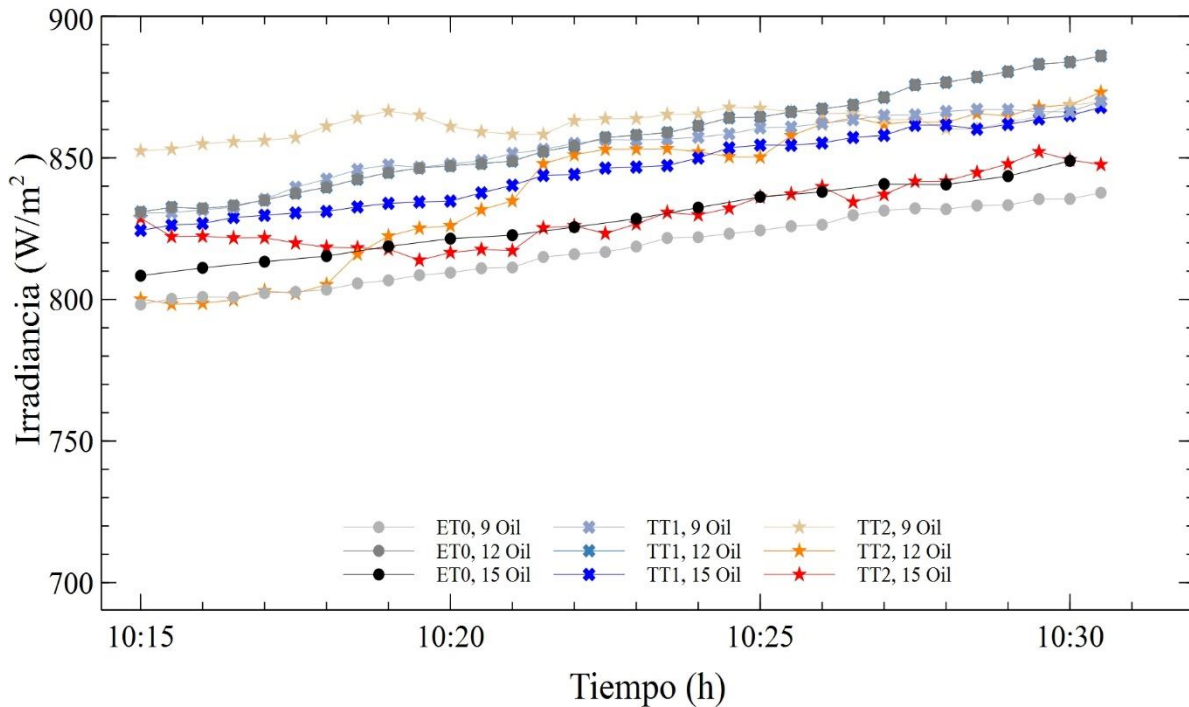


Figura 21.- Irradiancia solar durante los días de prueba con aceite sintético como fluido de trabajo

Temperatura de salida del fluido en la evaluación del concentrador solar

La temperatura del agua a la salida del tubo absorbedor se muestra en la figura 22. Los datos están función del tiempo. Los datos representados en la gráfica muestran un comportamiento ascendente para todas las condiciones de operación.

Las temperaturas mayores alcanzadas se toman en un mismo punto de tiempo, a las 15:45 horas. Con un flujo de 9 L/min se alcanzaron 68 °C, con un flujo de 12 L/min 66 °C y con un flujo de 15 L/min 64 °C. El comportamiento ascendente de la curva se debe a la recirculación del fluido, aunque se tenía un sistema de almacenamiento de 1100 l, en el transcurso del día el fluido circula varios ciclos en el concentrador solar. En general se presentan mayores temperaturas de salida con insertos a bajas velocidades. La condición más desfavorable fue con el mayor flujo y sin turbulador en el absorbedor.

Jaramillo *et al.*, (2013) evaluaron un concentrador solar con un área de apertura de 13.07 m² para dos sistemas, un sistema de circuito cerrado y un sistema de circuito abierto. En el circuito cerrado con una temperatura de entrada de 85 °C y un flujo másico de 0.00721 kg/s lograron una temperatura de 108.5 °C. En el circuito abierto con una temperatura de entrada de 25 °C y un flujo de 0.00187 L/s lograron una temperatura de 107.5 °C. Comparado con el presente trabajo, las temperaturas fueron altas, sin embargo, el flujo de trabajo es bajo. El menor flujo de la presente investigación, 9 L/min (0.15 L/s) es 20 y 80 veces mayor que el trabajo de Jaramillo, mientras que el mayor flujo del presente trabajo, 15 L/min (0.25 L/s), es 34 y 133 veces mayor.

Abdulraheem-Alfellag (2014) reportó una temperatura de salida máxima de 48.4 °C y una delta de temperatura de 3.4 °C. Se trabajó con un flujo de 3.785 L/min y un PTC con un área de apertura de 4.4 m² con un horario de 10:00 a 17:00 horas. Todas las condiciones de operación del presente trabajo superan los 60 °C como temperaturas máximas.

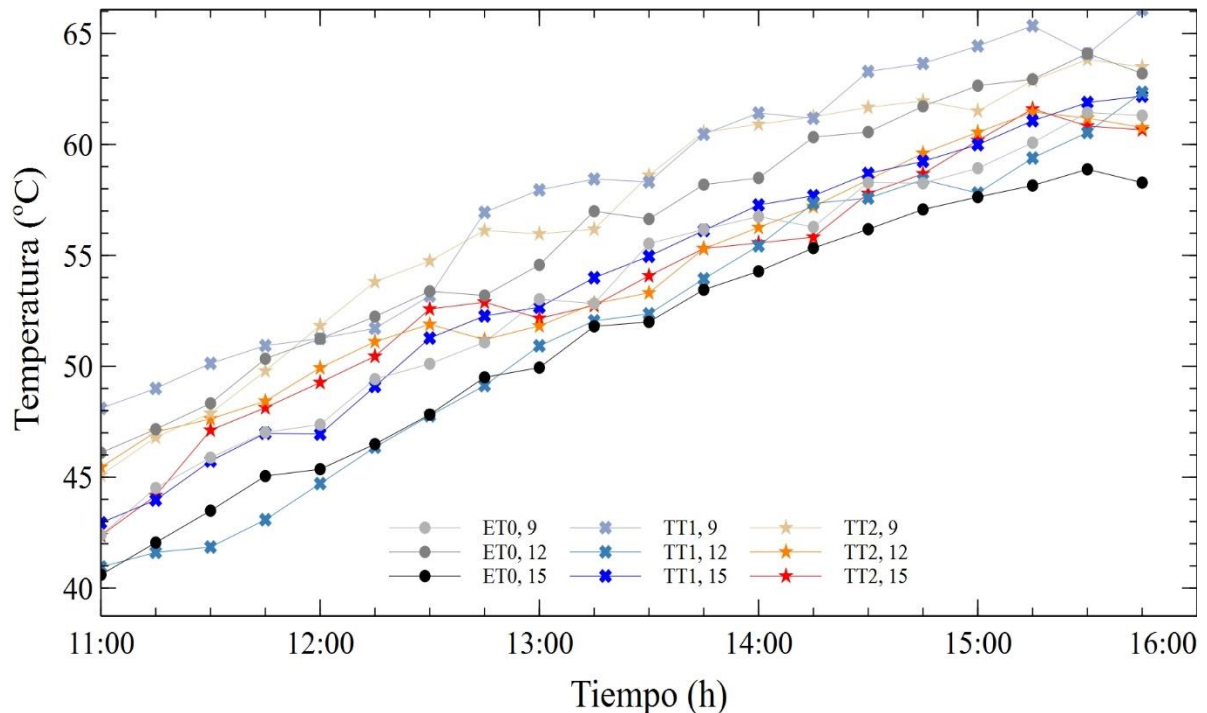


Figura 22. Temperatura a la salida del HCE con el agua como fluido de trabajo

Las temperaturas de salida del aceite sintético como fluido de trabajo se muestran en la figura 23. La temperatura tiene un comportamiento ascendente alcanzando temperaturas mayores a 110 °C, que es mayor que la alcanzada con el agua como fluido de trabajo en un menor tiempo.

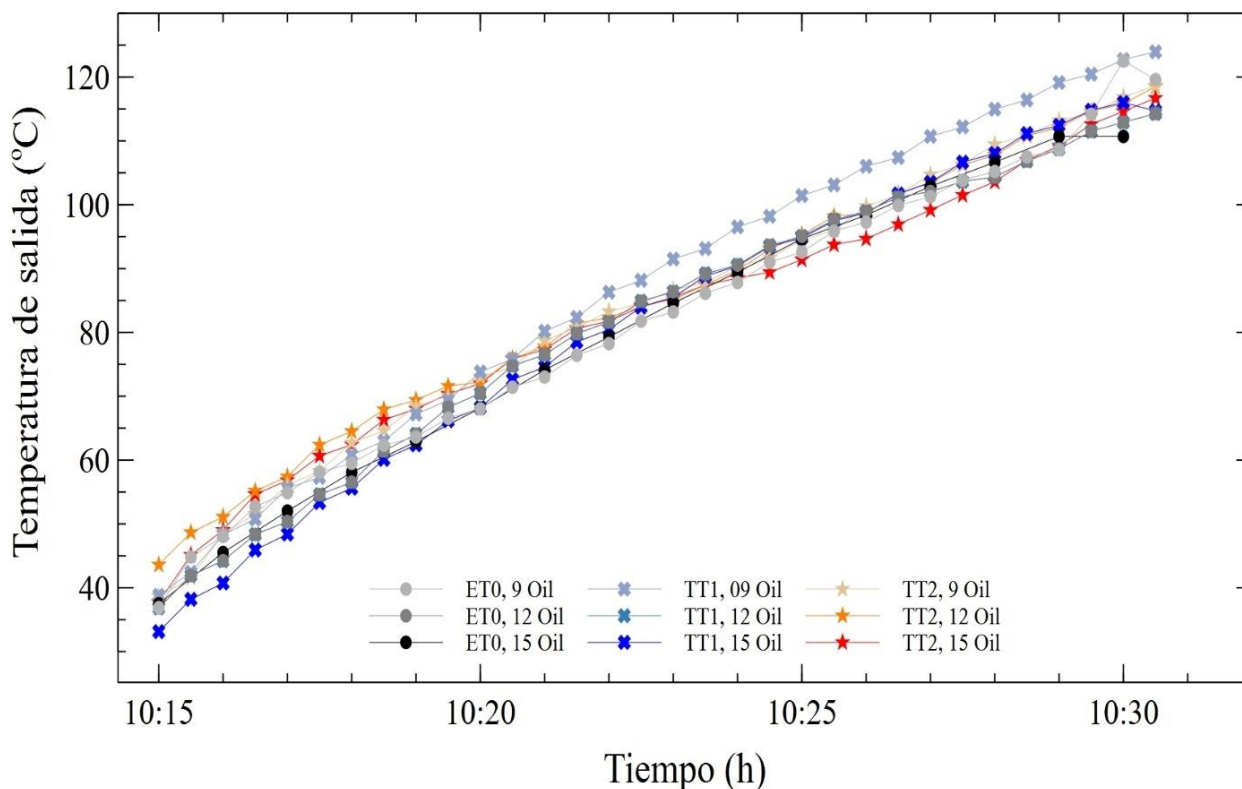


Figura 23.- Temperatura a la salida del HCE con aceite sintético como fluido de trabajo

La menor temperatura registrada a la salida del HCE es de 37 °C, mientras que las mayores varían dependiendo de la configuración en el interior del HCE y del flujo volumétrico. Las temperaturas máximas alcanzadas para el aceite sintético como fluido de trabajo fueron a los 15 minutos. La evaluación del tubo absorbedor sin turbulador alcanza una temperatura máxima de 123 °C con una razón de flujo de 9 L/min, mientras que con flujos de 12 y 15 L/min se alcanzan 114 y 111 °C respectivamente. Cuando en la evaluación del tubo absorbedor se emplea un turbulador, una temperatura máxima de 124 °C se alcanza con un flujo de 9 L/min, mientras que con flujos de 12 y 15 L/min se alcanzan 114 y 116 °C respectivamente.

Finalmente, cuando se evaluó el HCE con dos turbuladores, las mayores temperaturas alcanzadas fueron de 119 °C, 119 °C y 117 °C para flujos de 9, 12 y 15 L/min respectivamente.

Chafie *et al.*, (2018) evaluaron el rendimiento de un concentrador solar utilizando como fluido de transferencia de calor el aceite térmico Transcal N. Con un área de apertura de 10.66 m² y un flujo de 0.20 kg/s (0.229 L/s) lograron alcanzar una temperatura máxima de 77.65 °C a las 13:40 en días nublados, mientras que en días despejados alcanzaron una temperatura máxima de 105 °C a las 12:20 h. Su máxima diferencia de temperatura alcanzada fue de 12 °C. El fluido de trabajo se almacenó en un tanque de almacenamiento de 46.25 L y su prueba experimental fue de 9:00 a 16:00 h.

Bellos et al., (2016b) modelaron y evaluaron el aceite sintético Therminol VP-1 con un flujo de 2 kg/s en el concentrador comercial EuroTrough-150 con un área de apertura de 817.5 m², determinaron que su rango de operación óptimo es 300-550 K (26.85-276.85°C)

En la figura 24 se muestra la diferencia entre la temperatura de salida (T_o) y la temperatura de entrada (T_i) del tubo absorbedor cuando se trabajó con agua como fluido de trabajo. Se observa la formación de tres bloques de temperatura, el bloque de mayor diferencia de temperatura se forma con el menor flujo (9 L/min) y el bloque de menor diferencia de temperatura se forma con el mayor flujo (15 L/min).

El uso de los turbuladores genera una mayor diferencia de temperatura a un flujo de 9 L/min, también con un flujo de 15 L/min se observa el mismo comportamiento.

La baja velocidad del fluido de trabajo es asociada a una baja remoción de calor, lo que provoca que el calor no se remueva, provocando una mayor diferencia de temperatura. Al incrementar la velocidad del fluido, el factor de remoción de calor aumenta, disminuyendo la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del absorbedor. Se alcanza una mayor diferencia de temperaturas con bajas velocidades, pero un menor volumen de fluido es calentado.

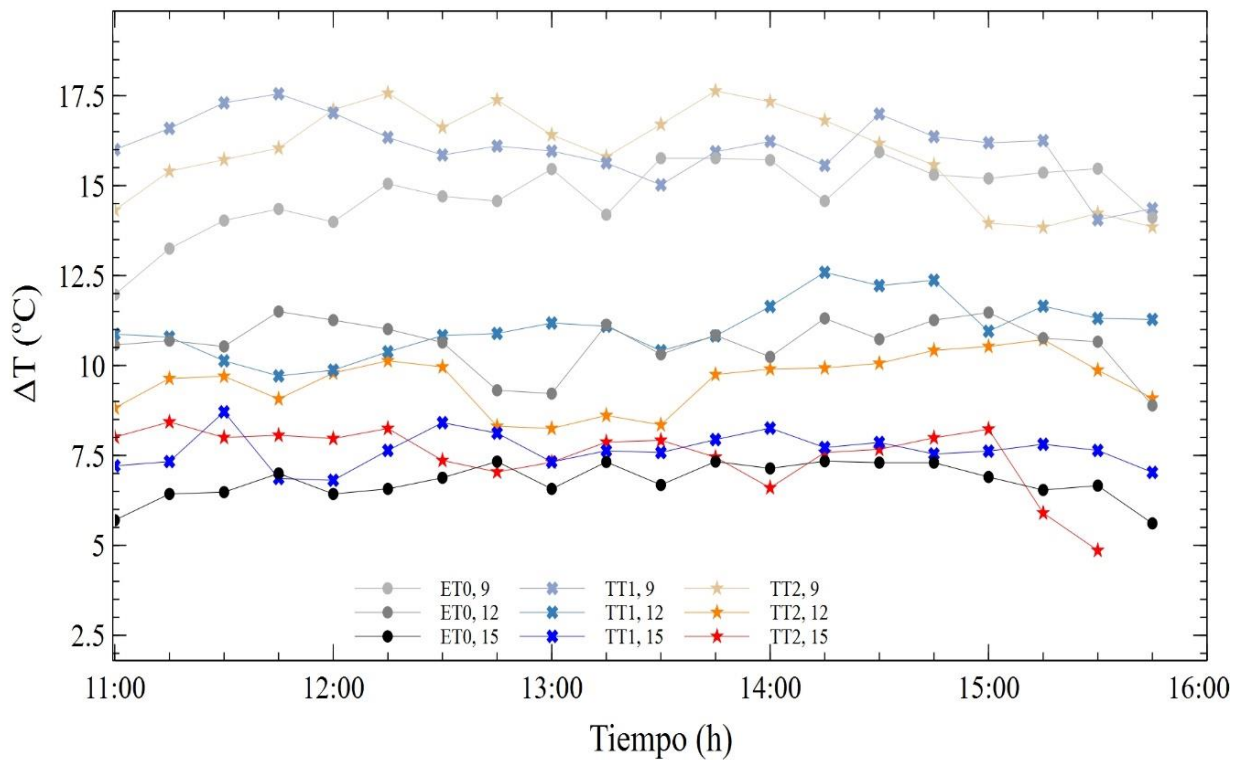


Figura 24. Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del HCE con agua como fluido de trabajo

En la figura 25 se muestra el perfil de la diferencia de la temperatura cuando se trabajó con el aceite sintético como fluido de trabajo. Se observa también, como en el caso del agua, una agrupación de tres bloques. La evaluación del HCE sin inserción (ET0) forma un bloque, así mismo, el empleo de una (TT1) y dos (TT2) cintas torcidas otros dos bloques.

La condición de operación ET0, 12 muestra la máxima ΔT , sin embargo, después de diez minutos de evaluación presenta una caída brusca. Se presenta una mayor estabilidad de ΔT con un flujo de 15 L/min sin ninguna turbulador. Una uniformidad de ΔT se observa con distintos flujos y una sola inserción de cinta torcida (TT1) en el tubo absorbador. La condición más desfavorable se presenta con la inserción de dos turbuladores (TT2).

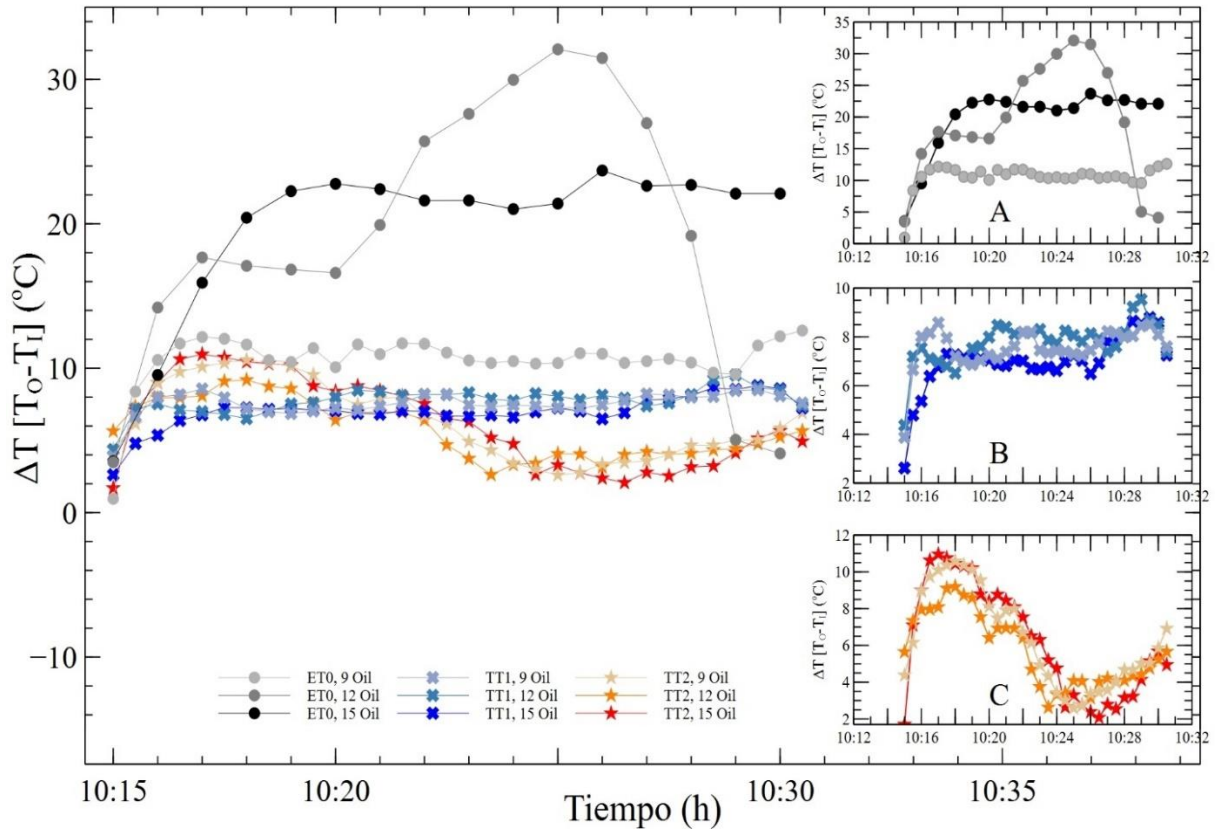


Figura 25.- Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del elemento colector de calor con aceite sintético como fluido de trabajo; A) Evaluación del HCE sin inserto, B) Evaluación del HCE con un inserto de cinta torcida y C) Evaluación de dos cintas torcidas en el interior del HCE con una relación de torción (y/w) igual a dos.

Alfozan y Al-awairy (2015) realizaron la evaluación de un concentrador solar para observar los efectos del flujo (0.5 y 2 L/min), la longitud del absorbedor (1.5 y 4.370 m) y el tipo de fluido (agua y aceite térmico) sobre la delta de temperatura (T_o-T_i). Se encontró que el efecto más significativo para maximizar la temperatura fue la razón de flujo y la interacción entre la longitud del tubo absorbedor y el tipo de fluido. Las ΔT más grandes que se obtuvieron fueron de 12.73 °C con el agua y 12.53 con el aceite.

La figura D-7 en el **anexo D** muestra la distribución de medias de diferencias de temperatura (ΔT) cuando se evalúa el agua como fluido de trabajo y la figura D-3 en el **anexo D** cuando se evalúa el aceite sintético. Se observa que existe una agrupación para cada uno de los tratamientos de turbuladores. Las deltas de temperaturas más altas se pueden observar a flujos

másicos bajos, esto asociado a una baja remoción de calor, debido que las velocidades bajas provocan baja turbulencia

Calor Útil

La ganancia de energía útil es el calor generado o aprovechado en un proceso. Como calor útil transferido a un fluido de transferencia de calor (HTF) es determinado mediante una función de flujo másico, capacidad calorífica del fluido y una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida en el proceso (ΔT).

La figura 26 muestra el calor útil obtenido al emplear agua como fluido de trabajo. El calor útil esta dentro del rango de 6,000 a 10,500 W. La mayor cantidad de calor útil del sistema se da en condiciones de bajo razón de flujo. La condición más favorable para la generación de calor útil se da al emplear un turbulador de cinta torcida (TT1). Cuando se evalúan condiciones de alto flujo y sin turbuladores, la generación de calor útil es baja.

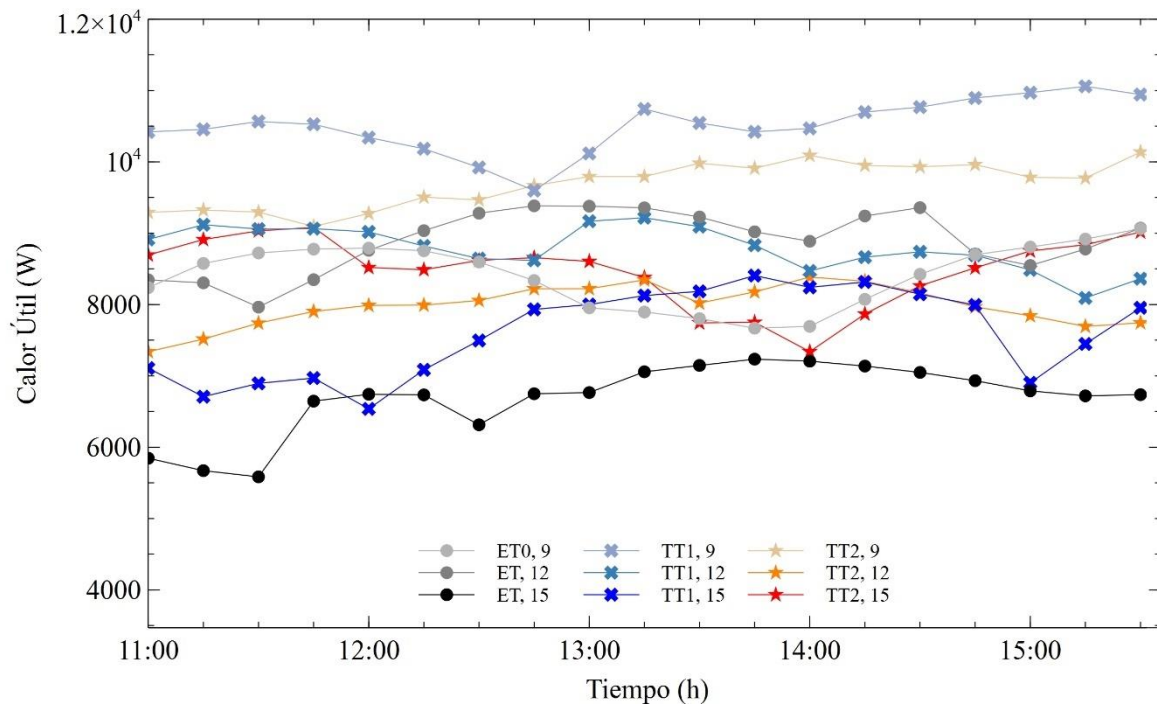


Figura 26.- Calor útil empleando agua como fluido de transferencia de calor

El calor útil generado al emplear aceite sintético como fluido de transferencia de calor se muestra en la figura 27. La mayor cantidad de calor útil en el sistema se da en condiciones

de bajo flujo sin ninguna inserción. Una generación de calor uniforme se da al emplear un turbulador en el tubo absorbedor (TT1). La generación de calor en condiciones de empleo de dos cintas torcidas fluctúa a lo largo de la evaluación, siendo la condición más desfavorable. Se observa una tendencia similar con la gráfica de la delta de temperatura (figura 25).

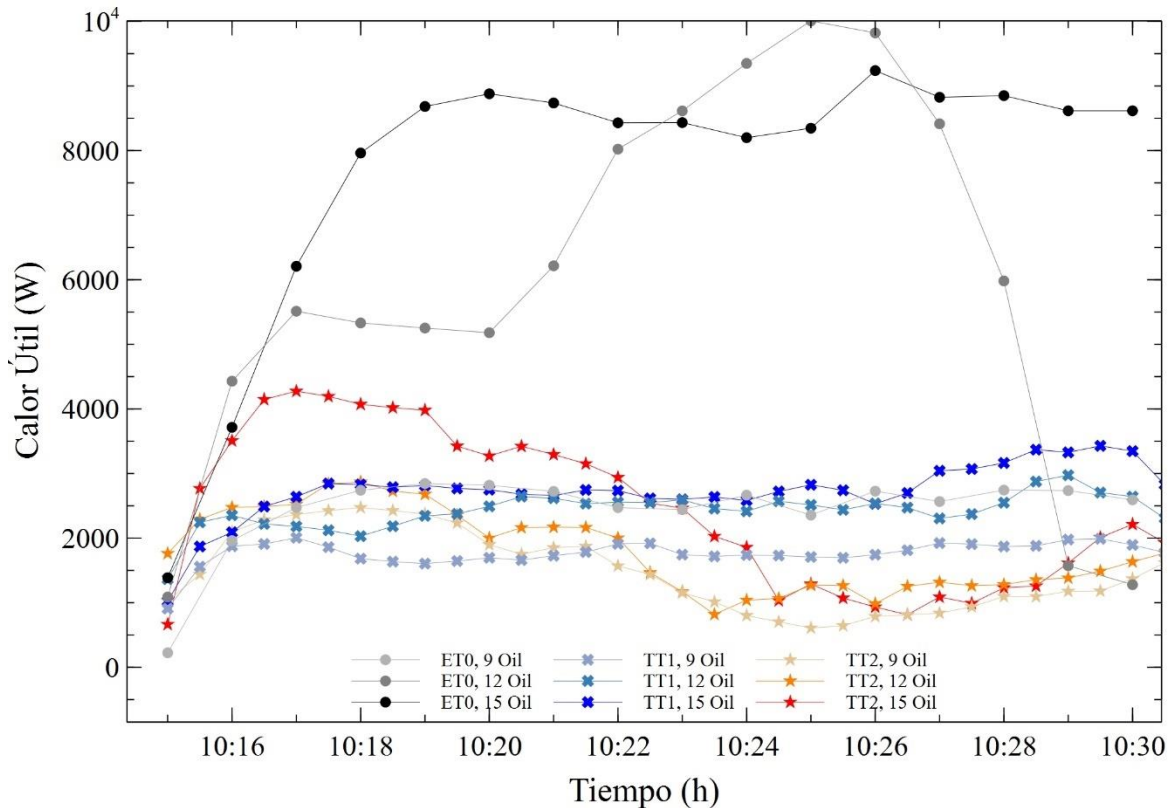


Figura 27.- Calor útil empleando aceite sintético como fluido de trabajo

Al emplear aceite como fluido de transferencia de calor, se observa una menor generación de calor útil comparado con el agua. Esto se debe a la propiedad térmica de la capacidad calorífica. El agua tiene una C_p de 4.186 kJ/kg·K, mientras que el aceite tiene un C_p de 1.560 kJ/kg·K. La limitante del uso del agua como fluido de transferencia de calor radica en que solo se puede aplicar hasta una temperatura máxima de 100 °C, mientras que el aceite puede trabajar a temperaturas superiores a los 100 °C. El agua requiere mayor cantidad de energía para elevar su temperatura, por lo cual con el aceite sintético se alcanzan temperaturas altas en un menor tiempo. La reducción de la ΔT se puede deber a la formación de burbuja de aire en el interior del tubo absorbedor debido al choque del fluido con las aristas afiladas de las

cintas torcidas, al incrementarse dos cintas en el interior del HCE aumenta el número de aristas.

5.2 Curvas de eficiencia en el concentrador de canal parabólico

La eficiencia térmica instantánea para un concentrador solar se calcula a partir de un balance de energía en el tubo absorbedor. Los valores de eficiencia teórica se comparan con valores de eficiencia experimental.

La eficiencia experimental del concentrador solar empleando agua como fluido de trabajo se muestra en la figura 28. Las curvas de eficiencia experimental del concentrador de canal parabólico son descritas por una pendiente negativa. Debido a la variación de las condiciones ambientales (T_{amb} y G_B) durante la medición, se determinan eficiencias instantáneas. La eficiencia se gráfica como función de $T_i - T_{amb} / G_B$. La curva de eficiencia describe los calculos de eficiencia intantanea ajustados a una regresion lineal. La eficiencia térmica fue observada dentro del rango 53 % al 78 % cuando el flujo de agua fue incrementado de 9 a 15 L/min.

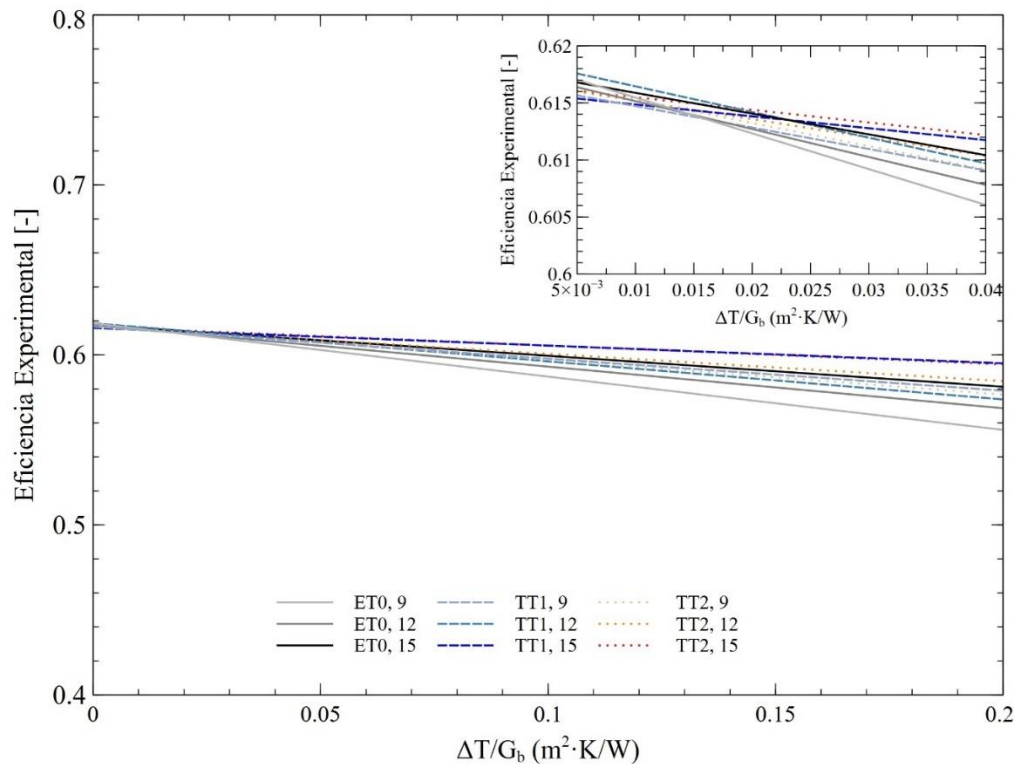


Figura 28.- Eficiencia experimental del concentrador solar evaluando agua como fluido de trabajo

Cuando existe una mayor diferencia entre la temperatura de entrada del fluido (T_i) y la temperatura ambiente (T_{amb}), incrementa la pendiente y se reduce la eficiencia del PTC, por lo cual una condición ideal de trabajo es reducir las diferencias entre estos parámetros. A bajas diferencias entre la T_i del fluido y la T_{amb} , se presentan mejores eficiencias con un flujo de 12 L/min y la presencia de un turbulador, TT1. Mientras que al aumentar la diferencia entre la T_i y la T_{amb} con flujo de 15 L/min, la presencia de turbuladores tiene un efecto positivo en la eficiencia. Cuando no se insertan turbuladores, ET0, a flujos de 9 y 12 L/min la eficiencia es baja.

Li y Wang, (2006) reportaron eficiencias en el rango de 68.4-76 % cuando la razón de flujo fue variando entre 0.0046 kg/s a 0.034 kg/s. Los flujos en la presente investigación son 4.5 y 54.3 veces mayores respectivamente. Vidriales-Escobar (2007) reportó resultados de eficiencia térmica en el rango de 9.5 a 16 %, con un flujo másico de 0.0058 kg/s (0.35 L/min); su curva de eficiencia se ajustó con la siguiente ecuación:

$$\eta_c = 0.2385 - 6.2093 \frac{\Delta T}{G_B}$$

En la tabla 15 se indica la variación entre el valor teórico y el experimental. Como se observa el cálculo teórico, subestima el factor de remoción de calor experimental en promedio 5.74 %. La discrepancia entre el valor teórico y experimental puede deberse a que existe una mejor remoción de calor del supuesto en el cálculo teórico. El factor de remoción es altamente influenciado por el flujo másico, y las pequeñas variaciones que existen durante la prueba provocan la variación, sin embargo, el resultado es aceptable. Si se reduce la remoción de calor, la temperatura del absorbedor aumenta y se pierde más calor, por el contrario, al aumentar el flujo la temperatura del tubo absorbedor disminuye y la pérdida de calor disminuye.

La comparación entre la eficiencia experimental y teórica se muestra en la figura 29, donde se grafican las ecuaciones que se muestran en la tabla 15. La ecuación de la eficiencia experimental es el ajuste de los datos a una regresión lineal. Mientras que la ecuación que representa la eficiencia teórica representa el cálculo a partir de condiciones idealizadas.

Con un flujo de 9 L/min, la eficiencia decreta en mayor medida cuando no se emplea turbulador (ET0), debido a la remocion de calor, por lo cual la eficientica teórica y experimental llegan a intersecar. La aplicación de turbuladores (TT1y TT2) y un flujo de 9 L/min provoca una curva expeimental paralela a su par teórico.

La evaluación experimental del concentrador solar con un flujo de 12 L/min y el empleo de dos turbuladores mejora la eficiencia cuando existe una alta diferencia entre la T_i y T_{amb} , mientras que, con bajas diferencias y el mismo flujo (12 L/min) las tres configuraciones tienen un comportamiento similar. Cuando se comparan la curva experimental y teórica sin turbuladores (ET0, 12 Ex y ET0, 12 Te), con el incremento de la diferencia entre T_i y T_{amb} la curva experimental llega a intersecar con la teórica. Finalmente con un flujo de 15 L/min y el empleo de un los turbuladores se mejora la eficiencia comparado con un tubo sin turbulador.

Tabla 15.- Comparación de eficiencia teórica y experimental

Condición	Eficiencia Teórica	Eficiencia Experimental	Variación del Factor de Remoción (%)
ET, 9 (L/min)	0.5966- 0.18022($\Delta T/GB^*$)	0.6186- 0.3134($\Delta T/GB^*$)	6.15
ET, 12 (L/min)	0.5978-0.17781($\Delta T/GB$)	0.6176-0.2447($\Delta T/GB$)	5.76
ET, 12 (L/min)	0.5985-0.17630($\Delta T/GB$)	0.6177-0.1820($\Delta T/GB$)	5.75
TT1, 9 (L/min)	0.5971-0.17937($\Delta T/GB$)	0.6166-0.1880($\Delta T/GB$)	5.77
TT1, 12 (L/min)	0.5982-0.17721($\Delta T/GB$)	0.6187-0.2249($\Delta T/GB$)	5.90
TT1, 15 (L/min)	0.59885-0.1759($\Delta T/GB$)	0.6159-0.1040($\Delta T/GB$)	5.41
TT2, 9 (L/min)	0.5973-0.17409($\Delta T/GB$)	0.6173-0.2031($\Delta T/GB$)	5.84
TT2, 12 (L/min)	0.59835-0.1770($\Delta T/GB$)	0.6168-0.1611($\Delta T/GB$)	5.59
TT2, 15 (L/min)	0.5990-0.17570($\Delta T/GB$)	0.6166-0.1105($\Delta T/GB$)	5.49

* $\Delta T/G_B$ [$^{\circ}C \cdot m^2/W$]

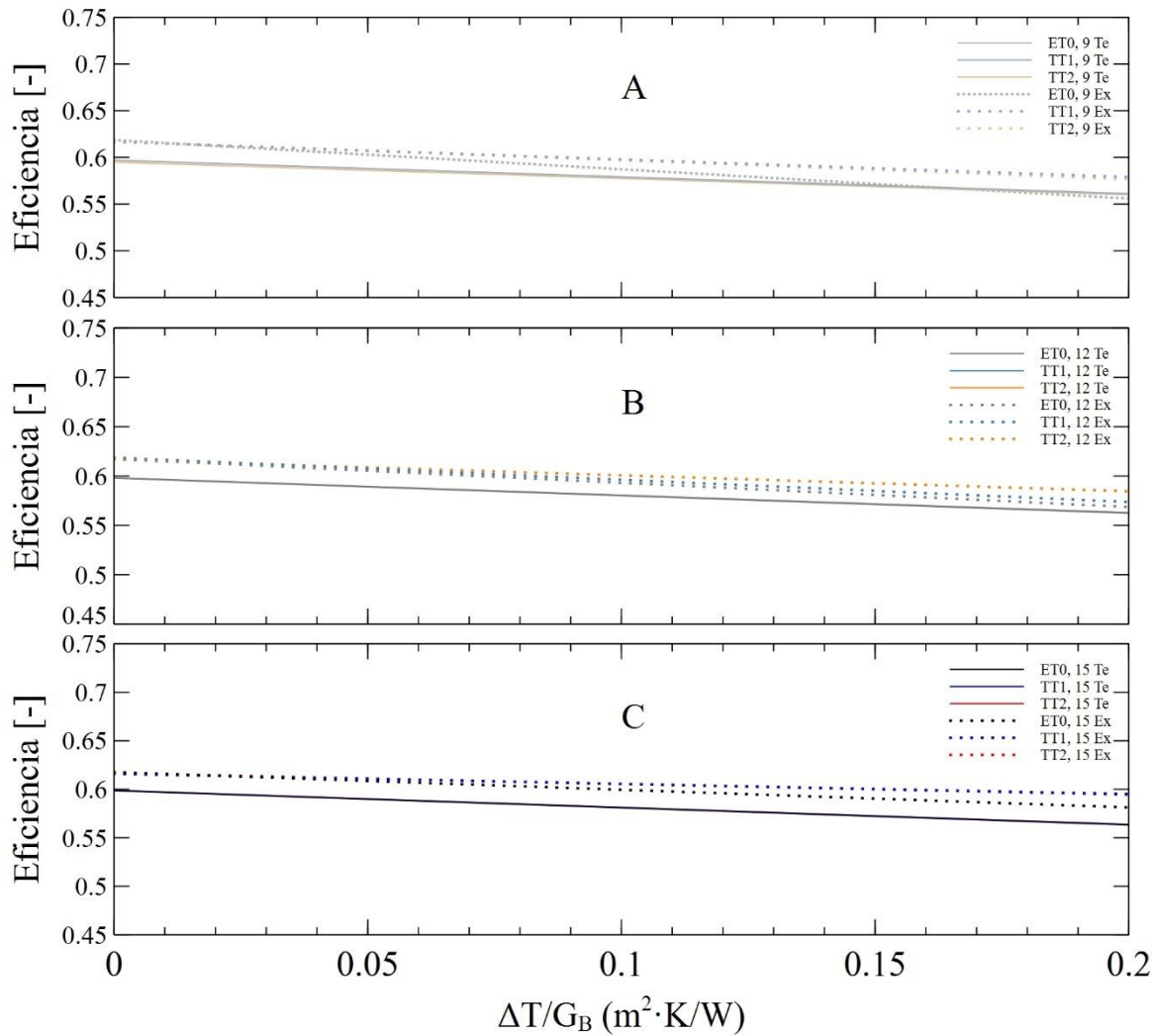


Figura 29.- Eficiencia experimental del concentrador de canal parabólico, con agua como fluido de trabajo. A) Flujo de 9 L/min con distintas configuraciones en el interior del HCE, B) Flujo de 12 L/min y C) Con un flujo de 15 L/min. Se comparan las eficiencias teóricas y experimentales

La evaluación del aceite sintético como fluido de trabajo se muestra en la figura 30, donde se muestra el perfil de eficiencia experimental para cada una de las configuraciones en el interior del elemento colector de calor. Se observa que las eficiencias más altas se logran empleando una cinta torcida con un flujo de 12 L/min y se obtienen bajas eficiencias al emplear dos cintas torcidas en el interior del elemento colector de calor.

Cuando se trabajó con aceite sintético como fluido de trabajo se alcanzan temperaturas más altas comparado con el agua, por lo cual las eficiencias son más bajas. Las curvas de eficiencia tienen una mayor pendiente, debido a que existe una mayor diferencia entre la

temperatura de entrada y la temperatura ambiente. Debido a las propiedades del aceite es capaz de trabajar con temperaturas superiores a los 100 °C, por lo cual se puede tener un incremento significativo de temperatura con una pérdida mínima de eficiencia.

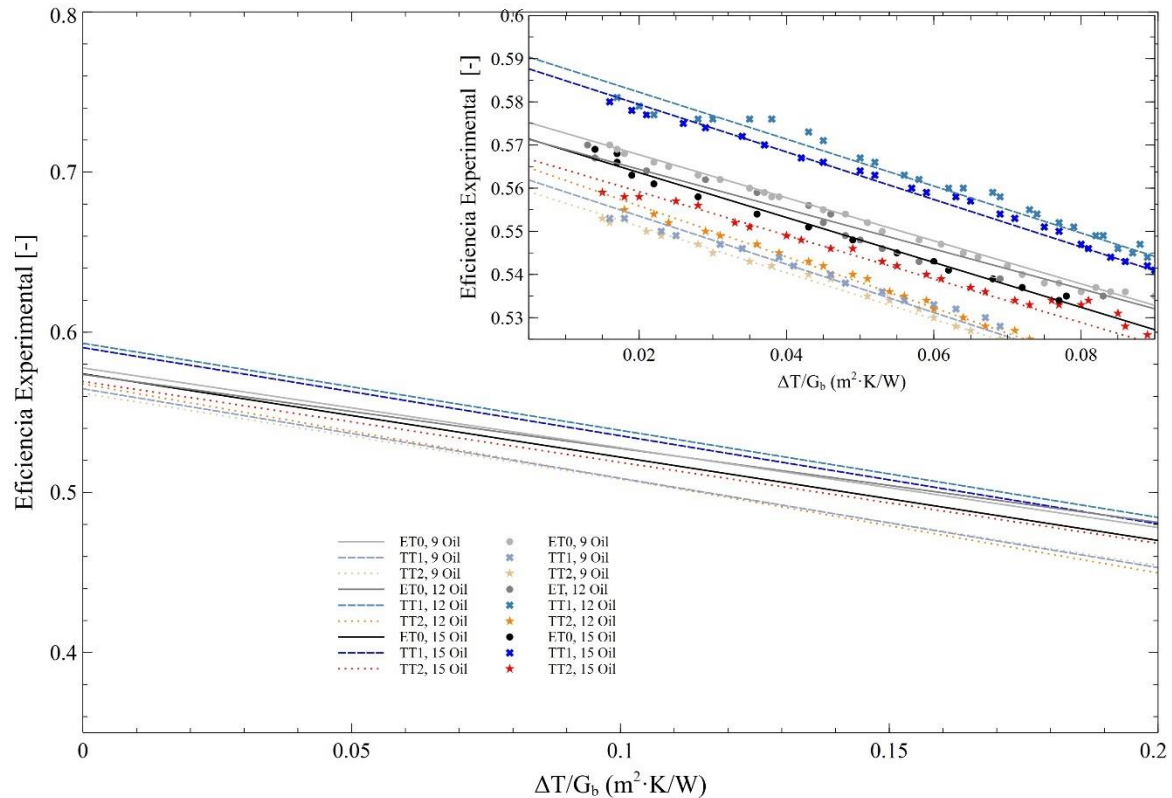


Figura 30.- Eficiencia experimental del concentrador de canal parabólico, con aceite sintético como fluido de trabajo

Una forma general de ver la eficiencia es la razón entre el calor útil generado y la irradiancia solar por el área de apertura. Cuando se dan condiciones de alta diferencia de T_i y T_{amb} la remoción de calor es baja, estas condiciones se dan con la condición de flujo de 9 L/min. La eficiencia del PTC es estable con flujos de 12 L/min y el empleo de un turbulador (TT1), porque se obtienen delta de temperatura (T_o-T_i) intermedias.

Un comportamiento similar fueron encontrados por Jaramillo et al., 2016 que evaluaron el agua saturada (1.21 atm) con un flujo de 0.033 kg/s (0.033 L/s), usando un PTC con un tubo absorbedor de cobre sin cubierta de vidrio y una cinta torcida con una razón de torsión (y/w) igual a 2. Su curva de eficiencia teórica se ajustó con las ecuaciones que se muestran en la tabla 16, además de la validación experimental, simulamos flujos de 1, 2, 3, 4, 5 y 6 L/min y

razones de torsión de 1, 2, 3, 4 y 5, observaron que la eficiencia térmica es mayor a medida que la relación retorcida se acerca a 1, independientemente del flujo volumétrico. A medida que aumenta la relación de torsión, disminuye la eficiencia térmica.

A medida que aumenta la velocidad de flujo, aumenta la eficiencia y a velocidades de flujo altas, la eficiencia se vuelve independiente de la relación de torsión.

Tabla 16.- Valores teóricos de eficiencia térmica (Jaramillo et al., 2016)

$\dot{m} = 0.0331 \frac{kg}{s}$	Tubo sin inserción y sin cubierta de vidrio	Tubo con inserción de cinta de y/w=2 sin cubierta de vidrio	Variación de factor de remoción (%)
$\eta_t = [-]$	$0.592009 - 2.33235 \Delta T / G_B$	$0.610655 - 2.37068 \Delta T / G_B$	+3.5
$F_R = [-]$	0.8457	0.8723	+3.1
$U_L = [-]$	36.76	36.22	-1.5

La curva de eficiencia experimental se ajustó de acuerdo con la siguiente ecuación

$$\eta = 0.6224 - 2.368 \Delta T / G_B$$

En la tabla 17 se indica el valor teórico y el experimental cuando se trabajó con aceite sintético como fluido de trabajo. Como se observa el modelo teórico, subestima el factor de remoción de calor experimental en un promedio de 1.6 %.

Tabla 17.- Comparación de eficiencia teórica y experimental del concentrador de canal parabólico con el aceite sintético como fluido de trabajo

Condición	Eficiencia Teórica	Eficiencia Experimental	Variación del Factor de Remoción (%)
ET,0.15 (kg/s)	0.588-0.19($\Delta T/G_B$ *)	0.5777-0.4983($\Delta T/G_B$)	2.138
ET,0.20 (kg/s)	0.5907-0.1896($\Delta T/G_B$)	0.5736-0.4616($\Delta T/G_B$)	2.008
ET,0.25(kg/s)	0.5923-0.1872($\Delta T/G_B$)	0.574-0.52($\Delta T/G_B$)	2.057
TT1,0.15 (kg/s)	0.5933-0.18575($\Delta T/G_B$)	0.5647-0.5584($\Delta T/G_B$)	5.594
TT1,0.20 (kg/s)	0.5946-0.1838($\Delta T/G_B$)	0.5931-0.5431($\Delta T/G_B$)	2.082
TT1,0.25(kg/s)	0.5954-0.1826($\Delta T/G_B$)	0.5904-0.5504($\Delta T/G_B$)	2.428
TT2,0.15 (kg/s)	0.586-0.2099($\Delta T/G_B$)	0.5619-0.5377($\Delta T/G_B$)	5.759
TT2,0.20 (kg/s)	0.5897-0.2015($\Delta T/G_B$)	0.5677-0.5902($\Delta T/G_B$)	5.379
TT2,0.25(kg/s)	0.5916-0.1965($\Delta T/G_B$)	0.5693-0.5055($\Delta T/G_B$)	4.394

* $\Delta T/G_B$ [$^{\circ}C \cdot m^2/W$]

La figura 31 muestra la comparación entre la eficiencia experimental y la eficiencia teórica. La subestimación puede deberse a pequeñas variaciones en el flujo, debido a que al calentarse el aceite disminuye su viscosidad y puede provocar una cavitación en la bomba. El coeficiente global de pérdidas U_L como se observa en los datos del **anexo E**, tiene un valor promedio experimental de $2.5 \text{ W/m}^2\text{K}$, mientras que el valor teórico de U_L tiene un valor promedio $2.07 \text{ W/m}^2\text{K}$. Jaramillo et al., (2016) obtuvieron U_L experimentales de $32.17 \text{ W/m}^2\text{K}$, esto debido a que el tubo absorbedor evaluado en su PTC fue sin cubierta de vidrio, lo cual muestra la importancia del mismo

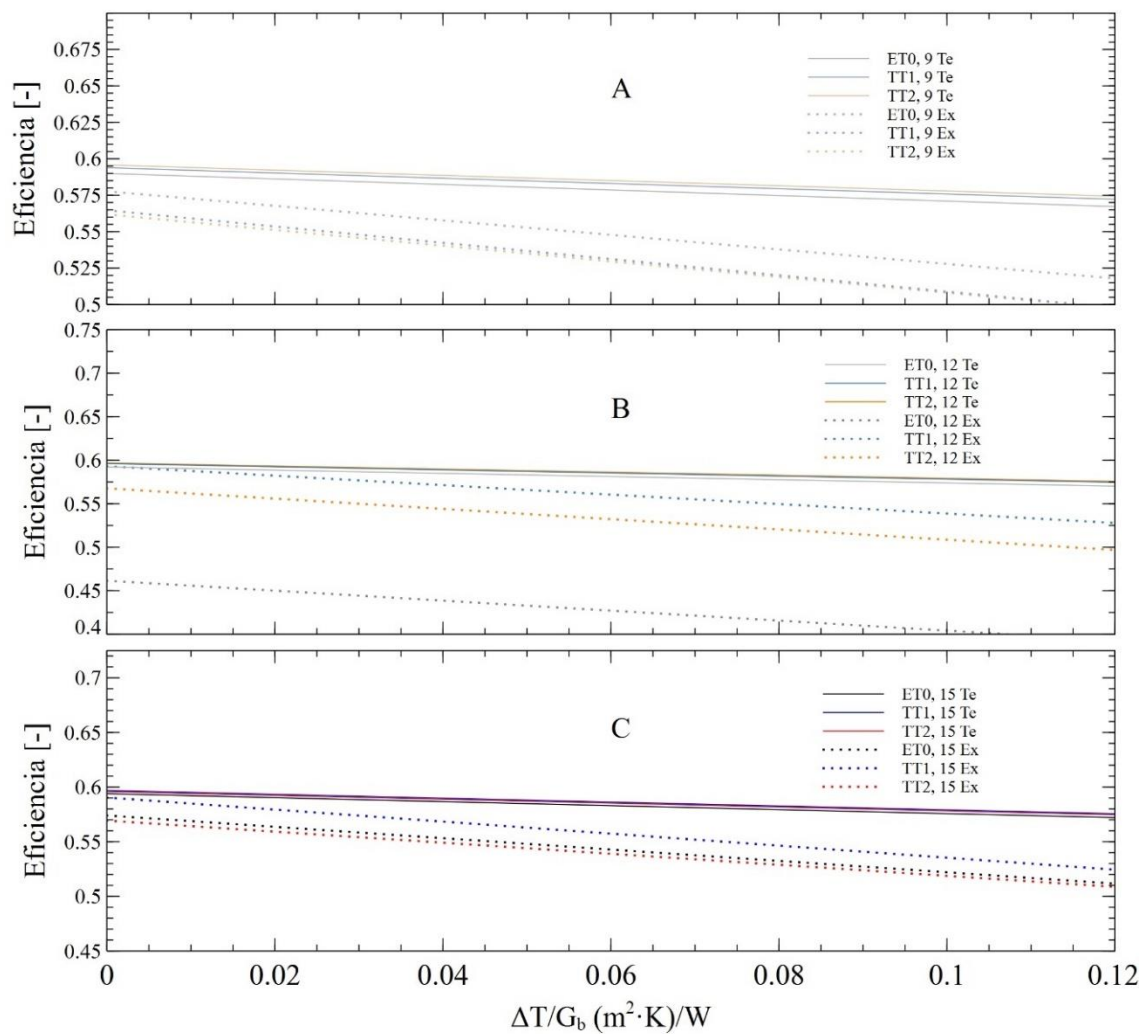


Figura 31.-Eficiencia experimental y teórica del concentrador de canal parabólico, con aceite sintético como fluido de trabajo

Para ambos fluidos de trabajo, la eficiencia experimental es afectada de manera significativa por los distintos flujos de fluido, de igual manera con la presencia de turbuladores en el interior del absorbedor.

5.2.1 Efecto del turbulador en forma de cinta trenzada

En los tubos altamente conductores, la causa principal de la resistencia térmica se debe a la capa de fluido estancada sobre la superficie de la pared, que suprime considerablemente las tasas de transferencia de calor. Se ha encontrado que las técnicas pasivas son extremadamente efectivas para mejorar las tasas de transferencia de calor por convección del flujo del tubo al aumento moderado de la potencia de bombeo (Smith Eiamsa-ard, Thianpong y Promvongse, 2006).

El empleo de una turbulador dentro del HCE incrementa 25 % (1.25 veces) la transferencia de calor; mientras que la inserción de dos incrementa un 62 % (1.62 veces) como se observa en la figura 32 (Agua) y 33 (Aceite) con respecto a un tubo absorbedor sin empleo de turbulador, ET0. Como se demostró antes la eficiencia térmica esta influenciada por los turbuladores. Se puede emplear turbuladores en el interior del tubo absorbedor ya que se alcanza un aumento significativo de transferencia de calor con un mínimo incremento de factor de fricción y una mínima caída de presión.

El empleo de turbuladores dentro del elemento colector de calor mejora la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo. Vashistha, Patil y Kumar, (2016) obtuvieron resultados similares con máximos de transferencia de calor de 2.42 veces en comparación con un tubo sin inserto, con un rango de trabajo de número de Reynolds de 4,000 a los 14,000.

La mejora de la transferencia de calor se debe a que los turbuladores inducen una perturbación en el flujo de la capa límite, lo que promueve la mezcla de fluidos y, por lo tanto, aumenta la velocidad de transferencia de calor.

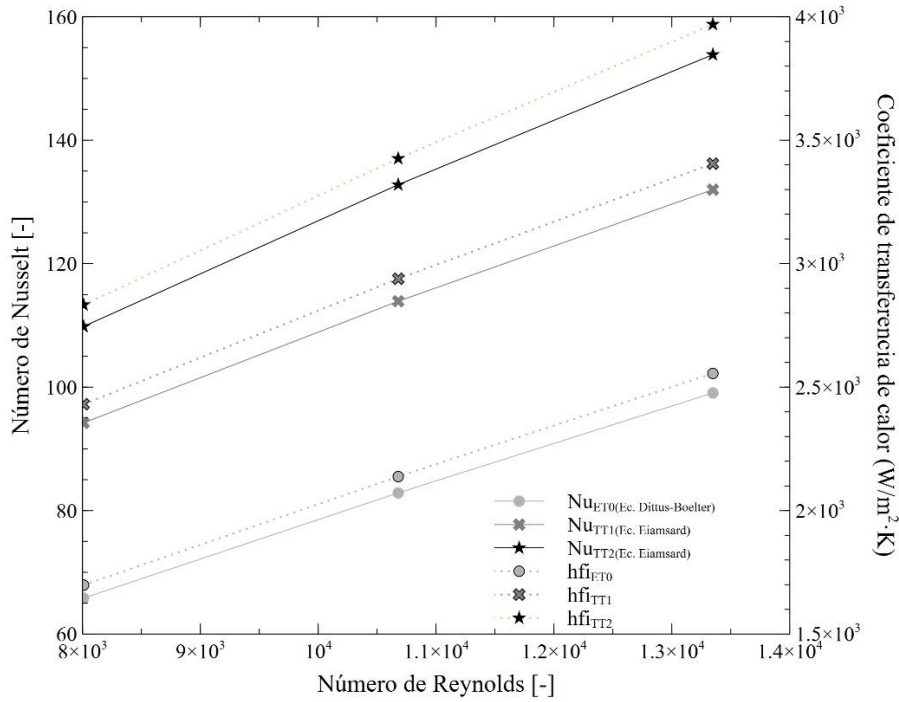


Figura 32.- Variación del número de Nusselt para los dos turbuladores con respecto a distintos números de Reynolds ($y/w=3$) evaluando agua como fluido de trabajo

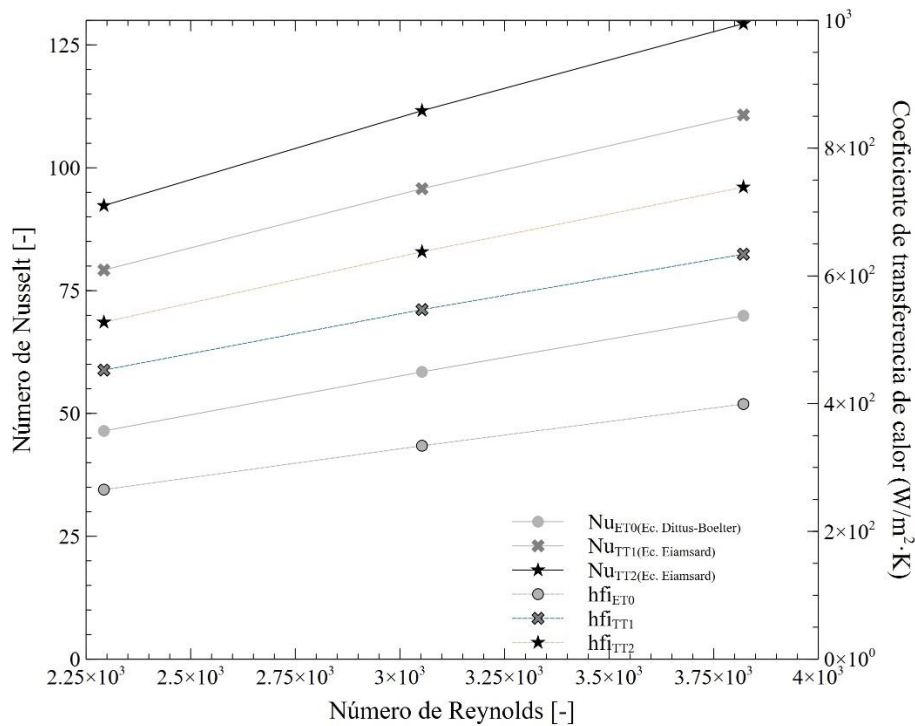


Figura 33.- Variación del número de Nusselt para los dos turbuladores con respecto a distintos números de Reynolds ($y/w=3$), evaluando aceite como fluido de trabajo

La figura 34 y 35 muestra el rendimiento de los turbuladores, este rendimiento se considera termo-hidráulico, ya que de manera simultánea toma en cuenta el rendimiento hidráulico y térmico; dados por la razón que se muestra en la ecuación 2.65.

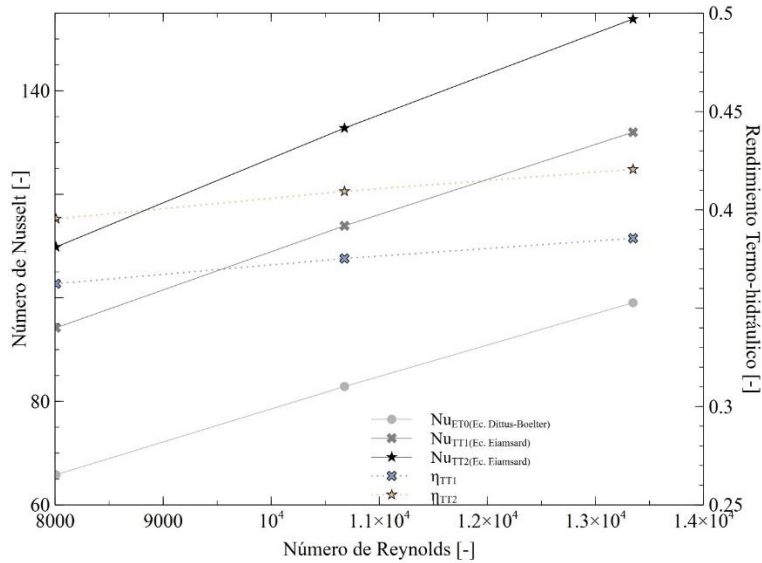


Figura 34.- Factor de rendimiento termo-hidráulico en función del número de Reynolds para los turbuladores en el interior del elemento colector de calor, evaluando agua como fluido de transferencia de calor

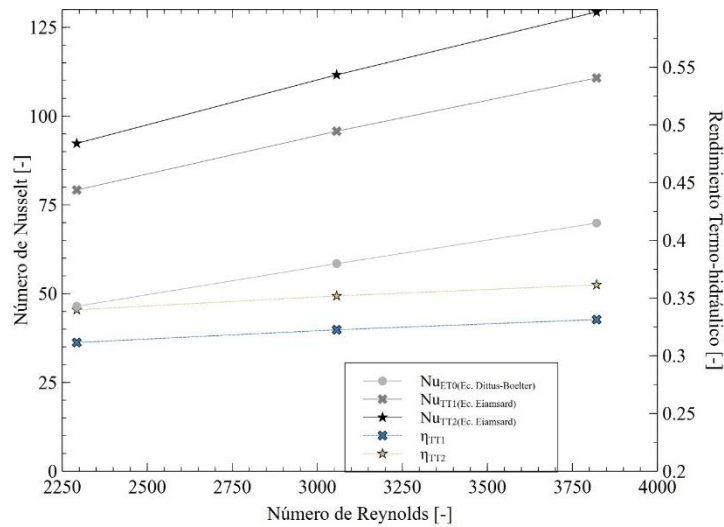


Figura 35.- Factor de rendimiento termo-hidráulico en función del número de Reynolds para los turbuladores en el interior del elemento colector de calor, evaluando aceite como fluido de transferencia de calor

5.2.2 Constante de tiempo

La tabla 18 muestra los valores de la constante y la figura 36 muestra los perfiles de temperatura obtenidos para la prueba de constante de tiempo.

La constante de tiempo a flujos bajos (9 L/min) requiere mayor tiempo para alcanzar la estabilidad, excepto con la condición de operación ET0, donde la constante de tiempo es menor y al aumentar el flujo aumenta la constante de tiempo. A flujos altos e intermedios (12 y 15 L/min) el valor de la constante de tiempo no presenta ninguna diferencia al emplear una o dos cintas torcidas. Chafie et al., 2016 obtuvieron una constante de tiempo de 137 s, con un concentrador solar de 10.8 m² de área de apertura, un flujo de 0.2 kg/s y una irradiancia de 705 W/m². Selvakumar et al., 2014 alcanzaron una constante de tiempo de 60 s, con un PTC de 0.96 m² y un flujo de 0.08 kg/s evaluando aceite como fluido de transferencia de calor.

Tabla 18.- Resultados de la constante de tiempo

Cálculo de la constante de tiempo							
Flujo	Turbulador	Temperatura (°C)			Tiempo (s)		
L/s		Tof ²	Ti ³	Tot ⁴	t _{Tof}	t _{Ti}	t _{Tot} ⁵
		Y1	Y2	Y	X1	X2	X
0.15	TT2	42.36	27.80	37.00	120	0	75.84
0.2	TT2	37.05	27.85	33.67	80	0	50.56
0.25	TT2	32.61	24.30	29.55	80	0	50.56
0.15	TT1	41.65	33.82	38.77	100	0	63.20
0.2	TT1	35.96	26.26	32.39	60	0	37.92
0.25	TT1	34.61	28.10	32.22	60	0	37.92
0.15	ET	39.80	33.68	37.55	80	0	50.56
0.2	ET	42.60	35.35	39.93	120	0	75.84
0.25	ET	41.31	34.88	38.94	100	0	63.2

² Temperatura final del fluido a la salida del colector

³ Temperatura a la entrada del colector

⁴ Temperatura de fluido a la salida de colector después del tiempo (Calculado con la ecuación 5.1)

⁵ Tiempo en segundos calculado con la ecuación 5.2. Es el tiempo necesario para que la temperatura a la salida del colector alcance el 63.2 % en estado estacionario.

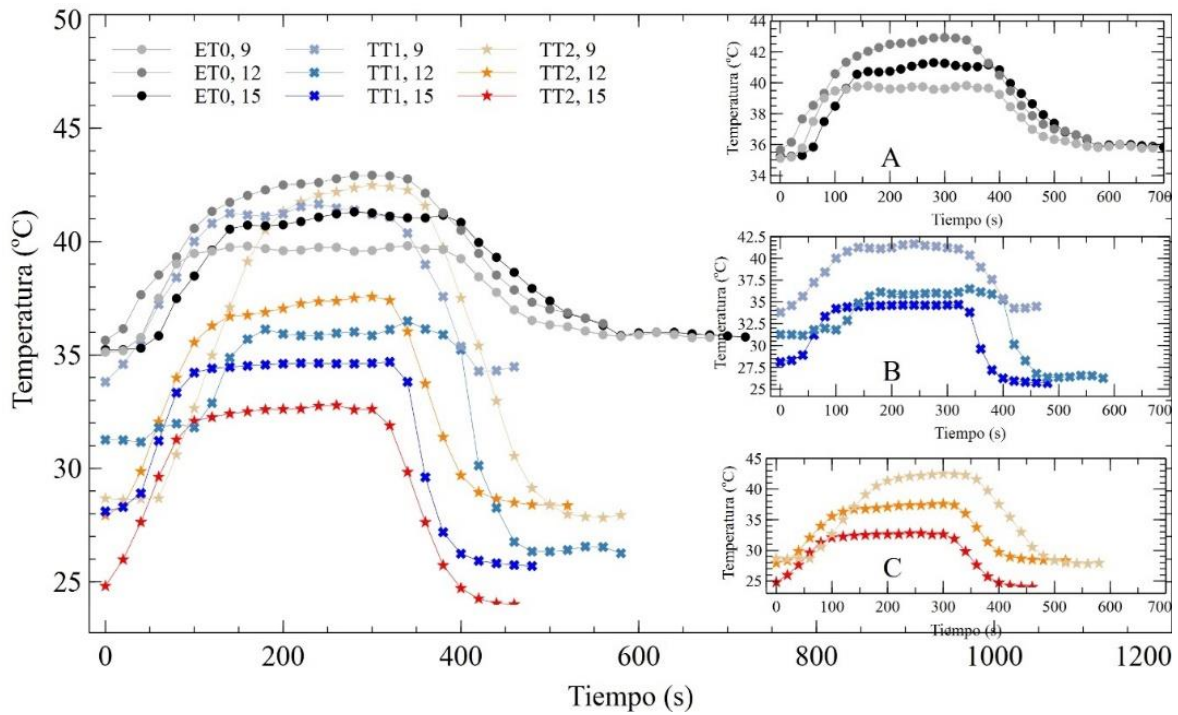


Figura 36.- Prueba de constante de tiempo: A) Sin inserto, B) con un inserto de cinta torcida y C) con dos insertos de cinta torcida.

Un calentamiento más rápido del fluido de transferencia de calor esta influenciado por el empleo de turbuladores. Cuando se emplea un turbulador, se requiere un menor tiempo para alcanzar la estabilidad.

Conclusión y Recomendaciones

En este trabajo de tesis se realizó la evaluación térmica de un concentrador de canal parabólico en el cual se modifican las configuraciones en el interior del elemento colector de calor, insertando una (TT1) y dos cintas torcidas (TT2) comparando con un tubo sin inserción (ET); además se probaron tres flujos 9, 12 y 15 L/s. La evaluación se basó en el estudio teórico y experimental del concentrador solar con agua y aceite sintético como fluido de trabajo.

El banco de pruebas ubicado en las instalaciones del CIIDIR IPN Unidad Oaxaca permitió la evaluación del concentrador solar bajo las condiciones establecidas en la norma ANSI/AHSRAE 93:86. Se presentó una desviación del factor de remoción de calor (F_R) y del coeficiente global de pérdidas (U_L) del 3.535 % y del 18.286 % respectivamente, con respecto al modelo teórico al utilizar aceite sintético como fluido de trabajo. Para el caso del agua como fluido de trabajo se presentó una desviación del F_R y del U_L del 5.739 % y 14.33 % respectivamente, con respecto a los valores teóricos.

La eficiencia térmica del concentrador de canal parabólico disminuye con el aumento del gradiente de temperatura. El uso de una inserción de cinta torcida en el interior del elemento colector de calor presenta las eficiencias más altas para los flujos altos con el aceite sintético como fluido de trabajo, mientras que para el agua las eficiencias más altas se presentan con flujos altos y con el uso de una cinta torcida. Las propiedades del fluido tienen incidencia al determinar la eficiencia teórica y experimental del concentrador de canal parabólico, para el aceite como fluido de trabajo el valor teórico sobrestima el valor experimental, mientras que para el agua como fluido de trabajo este valor es subestimado.

En general el estudio teórico y experimental llevado a cabo demuestra que el elemento colector de calor es una parte fundamental en los concentradores de canal parabólico, ya que dependiendo de la configuración presente en su interior cambia significativamente la eficiencia térmica del sistema; por consiguiente, el uso de inserciones de cinta torcida en el HCE logra eficiencias más altas el concentrador de canal parabólico, aumentando la transferencia de calor al fluido de trabajo.

Una temperatura máxima se alcanza en la parte final de la prueba, con el aceite sintético logrando temperaturas superiores de 120 °C después de 15 minutos, mientras que con el agua se obtiene una temperatura máxima de 68.66 °C después de 3 horas 45 minutos. Las temperaturas altas que se obtienen con el aceite sintético causan una menor eficiencia comparado con el agua, sin embargo, el agua tiene un límite máximo de trabajo de 100 °C.

El empleo de turbuladores en el interior del elemento colector de calor incrementa el coeficiente de transferencia de calor comparado con un HCE sin turbulador. Un mayor flujo presenta una mayor transferencia de calor.

Recomendaciones

Al principio del desarrollo de esta investigación, se propuso el uso de los concentradores de canal parabólico como sistema auxiliar en el proceso de secado por aspersion, por lo cual se esperaba evaluar el uso de inserciones en el elemento colector de calor, objetivo logrado. Antes de ocupar el calor obtenido para el proceso mencionado, se recomienda:

1. Hacer la interconexión del sistema solar de concentradores al secador por aspersion y evaluar mediante un analizador de redes el ahorro energético de energía eléctrica.
2. Adecuar un sistema de seguimiento solar para eficientizar el proceso.

Bibliografía

- Abánades, A. y Martínez-Val, J. (2010). Thermofluidynamic Model and Comparative Analysis of Parabolic Trough Collectors Using Oil , Water / Steam , or Molten Salt. *Journal of Solar Energy Engineering*, 132(2010), 1–7. <https://doi.org/10.1115/1.4001399>
- Abdulraheem-Alfellag, M. A. (2014). *Modeling and Experimental Investigation of Parabolic Trough Solar Collector*. Embry-Riddle Aeronautical University.
- Abhilasha y Dalal, A. (2017). Experimental Study and Analysis of Air Heating System using a Parabolic Trough Collector with fins by Changing Flow rate and Material, 6(4), 41–51.
- Al-Sulaiman, F. A., Zubair, M. I., Atif, M., Gandhidasan, P., Al-dini, S. A. y Antar, M. A. (2015). Humidification dehumidification desalination system using parabolic trough solar air collector. *Applied Thermal Engineering*, 75, 809–816. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.072>
- Alam, T., Saini, R. P. y Saini, J. S. (2014). Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.050>
- Alfozan, A. K. y Al-awairdy, S. N. (2015). Experimental Study of Parameters Affecting the Temperature of an Absorption Tube of Parabolic Trough Collector. *Defect and Diffusion Forum*, 362, 84–91. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/DDF.362.84>
- Amelio, M., Ferraro, V., Marinelli, V. y Summaria, A. (2014). An evaluation of the performance of an integrated solar combined cycle plant provided with air-linear parabolic collectors. *Energy*, 69, 742–748. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.068>

- Baker, C. G. J. y McKenzie, K. A. (2016). Energy Consumption of Industrial Spray Dryers, (December 2012), 365–386. <https://doi.org/10.1081/DRT-200047665>
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A. y Daniil, I. (2016a). A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.201>
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A. y Daniil, I. (2016b). The use of gas working fluids in parabolic trough collectors – An energetic and exergetic analysis. *Applied Thermal Engineering*, 109, 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.043>
- Cabrera, F. J., Fernández-García, A., Silva, R. M. P. y Pérez-García, M. (2013). Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 103–118. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.081>
- Çengel, Y. A. y Boles, M. A. (2009). *Thermodynamics. An Engineering Approach* (séptima ed). New York: The McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A. y Cimbala, J. M. (2006). *MECÁNICA DE FLUIDOS Fundamentos y Aplicaciones* (Primera). México D.F.: McGraw-Hill. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Çengel, Y. A. y Ghajar, A. J. (2011). *Heat and Mass Transfer* (tercera ed). Mexico: The McGraw-Hill.
- Chafie, M., Ben Aissa, M. F., Bouadila, S., Balghouthi, M., Farhat, A. y Guizani, A. (2016). Experimental investigation of parabolic trough collector system under Tunisian climate: Design, manufacturing and performance assessment. *Applied Thermal Engineering*, 101, 273–283. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.073>
- Chafie, M., Ben Aissa, M. F. y Guizani, A. (2018). Energetic end exergetic performance of a parabolic trough collector receiver: An experimental study. *Journal of Cleaner Production*, 171, 285–296. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.10.012>

- Davis, J. R. (2000). *Alloy digest sourcebook: stainless steels*. ASM International.
- Duffie, J. A. y Beckman, W. A. (1994). *Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd ed. Journal of Solar Energy Engineering* (4nd ed., Vol. 116). New Jersey. <https://doi.org/10.1115/1.2930068>
- Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. y Eiamsa-ard, P. (2010). Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(1), 53–62. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.09.002>
- Eiamsa-ard, Smith, Thianpong, C. y Promvonge, P. (2006). Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements ☆, 33, 1225–1233. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.08.002>
- Feldhoff, J. F., Schmitz, K., Eck, M., Schnatbaum-Laumann, L., Laing, D., Ortiz-Vives, F. y Schulte-Fischedick, J. (2012). Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage. *Solar Energy*, 86(1), 520–530. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.10.026>
- Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L. y Pérez, M. (2010). Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 1695–1721. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2010.03.012>
- Forristall, R. (2003). *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. <https://doi.org/NREL/TP-550-34169>
- Ghadirijafarbeigloo, S., Zamzamian, A. H. y Yaghoubi, M. (2014). 3-D Numerical Simulation of Heat Transfer and Turbulent Flow in a Receiver Tube of Solar Parabolic Trough Concentrator with Louvered Twisted-tape Inserts. *Energy Procedia*, 49, 373–380. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2014.03.040>

- Goswami, D. Y. (2015). *Principle of Solar Engineerng* (Third Edit). New York: CRC Press.
<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Guyen, H. M. y Bannerot, R. B. (1986). Derivation of Universal Error Parameters for Comprehensive Optical Analysis of Parabolic. *Journal of Solar Energy Engineering*, 108, 275–281.
- Hernández-Román, M. Á., Manzano-ramírez, A., Pineda-Piñón, J. y Ortega-moody, J. (2014). Exergetic and Thermo-economic Analyses of Solar Air Heating Processes Using a Parabolic Trough Collector. *Entropy*, 16, 4612–4625.
<https://doi.org/10.3390/e16084612>
- Jafar, K. S. y Sivaraman, B. (2014). Thermal performance of solar parabolic trough collector using nanofluids and the absorber with nail twisted tapes inserts. *International Energy Journal*, 14(4), 189–198.
- Jaramillo, O. A., Borunda, M., Velazquez-Lucho, K. M. y Robles, M. (2016). Parabolic trough solar collector for low enthalpy processes: An analysis of the efficiency enhancement by using twisted tape inserts. *Renewable Energy*, 93, 125–141.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.02.046>
- Jaramillo, O. A., Venegas-Reyes, E., Aguilar, J. O., Castrejón-García, R. y Sosa-Montemayor, F. (2013). Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes. *Renewable Energy*, 60, 529–539. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.04.019>
- Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4), 337–361. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 30, 231–295. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>
- Kalogirou, S. A. (2014). *Solar Energy Engineering Processes and Systems* (Second Edi). Oxford: Elsevier. <https://doi.org/doi:10.1016/B978-0-12-374501-9.00014-5>

- Kreith, F., Manglik, R. M. y Bohn, M. S. (2012). *Principio de transferencia de calor*. México D.F.: Cengage Learning, Inc.
- Kudra, T. y Mujumdar, A. S. (2009). *Advanced Drying Technologies*. CRC Press (Second Edi). New York. Recuperado a partir de <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/cbdv.200490137/abstract>
- Kumar, C. N. y Murugesan, P. (2012). Review on Twisted Tapes Heat Transfer Enhancement. *International Journal Of Scientific & Engineering Research*, 3(4), 1–9. Recuperado a partir de <http://www.ijser.org>
- Li, M. y Wang, L. L. (2006). Investigation of evacuated tube heated by solar trough concentrating system. *Energy Conversion and Management*, 47(20), 3591–3601. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.03.003>
- López-Vidaña, E. C., Méndez-Lagunas, L. L. y Rodríguez-Ramírez, J. (2013). Efficiency of a hybrid solar-gas dryer. *Solar Energy*, 93(July), 23–31. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.01.027>
- Marcos, A., Siqueira, D. O., Eduardo, P., Gomes, N. y Torrezani, L. (2014). Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar collector: an analysis. *Energy Procedia*, 57(31), 401–410. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.193>
- Mayur, P. y Patel, P. (2015). Experimental Investigation of Parabolic Trough Collector Solar Air Heater. *International Journal for Scientific Research & Development*, 3(09), 67–71.
- Muñoz-Anton, J., Biencinto, M., Zarza, E. y Díez, L. E. (2014). Theoretical basis and experimental facility for parabolic trough collectors at high temperature using gas as heat transfer fluid. *Applied Energy*, 135, 373–381. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.099>
- Nasir, A. (2004). Design, Construction and Experimental Study of the Thermal Performance of a Parabolic Cylindrical Trough Solar Air Heater. *AU J.T.*, 8(1), 21–26.

- Padilla, R. V., Demirkaya, G., Goswami, D. Y., Stefanakos, E. y Rahman, M. M. (2011). Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*, 88(12), 5097–5110. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.07.012>
- Rahimi, M., Shabaniyan, S. R. y Alsairafi, A. A. (2009). Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 48(3), 762–770. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2008.09.007>
- Sabbagh, J. A. (1977). Heat Transfer for Solar Energy Utilization. En *Solar Energy Engineering* (pp. 83–103). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-620850-4.50011-9>
- Salgado-Conrado, L., Rodríguez-Pulido, A. y Calderón, G. (2017). Thermal performance of parabolic trough solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 1345–1359. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.071>
- Selvakumar, P., Somasundaram, P. y Thangavel, P. (2014). Performance study on evacuated tube solar collector using therminol D-12 as heat transfer fluid coupled with parabolic trough. *Energy Conversion and Management*, 85, 505–510. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2014.05.069>
- Sharma, S. K. y Kalamkar, V. R. (2015). Thermo-hydraulic performance analysis of solar air heaters having artificial roughness – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 413–435. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.051>
- Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M. y Ganji, D. D. (2015). Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, 444–469. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.113>
- Thianpong, C., Yongsiri, K., Nanan, K. y Eiamsa-ard, S. (2012). Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with. *International Communications in Heat and*

Mass Transfer, 39(6), 861–868.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.04.004>

Tiwari, G. N. (2002). *Solar Energy: Fundamentals, Design, Modelling and Applications* (first). New Delhi: Alpha Science International Ltd.

Vashistha, C., Patil, A. K. y Kumar, M. (2016). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a circular tube with multiple inserts. *Applied Thermal Engineering*, 96, 117–129. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.077>

Vidriales-Escobar, L. G. (2007). *Colector de Canal Parabólico para la Generación Directa de Vapor para Calor de Proceso*. Universidad Nacional Autónoma de México.

Yadav, A., Kumar, M. y Balram. (2013). Experimental Study and Analysis of Parabolic trough Collector with Various Reflectors. *International Journal of Energy and Power Engineering*, 7(12), 1659–1663.

Anexos

A.- Dimensionamiento del área de apertura

Cálculo de la potencia máxima y mínima por unidad de área

$$PA_{min} = \frac{H_{i,min} \text{ [kWh m}^{-2}\text{d}^{-1}\text{]}}{\text{HSP [hr d}^{-1}\text{]}} \text{ (Diciembre)}$$

$$PA_{min} = \frac{4.53 \text{ kWh m}^{-2}\text{d}^{-1}}{5.3 \text{ h d}^{-1}} = 0.854 \quad [\text{kW m}^{-2}]$$

$$PA_{max} = \frac{H_{i,max} \text{ [kWh m}^{-2}\text{d}^{-1}\text{]}}{\text{HSP [hr d}^{-1}\text{]}} \text{ (Abril)}$$

$$PA_{max} = \frac{6.38 \text{ kWh m}^{-2}\text{d}^{-1}}{5.3 \text{ h d}^{-1}} = 1.203 \quad [\text{kW m}^{-2}]$$

La potencia mínima y máxima se multiplica por la eficiencia de los colectores reportados en bibliografía, considerando una eficiencia mínima (η_{min}) de 60 % y una máxima (η_{max}) de 65%

$$PA_{min}^* = (PA_{min}) \cdot \eta_{min} \text{ (Diciembre)}$$

$$PA_{min}^* = 854 \text{ W m}^{-2} * 0.60 = 512.83 \quad [\text{W m}^{-2}]$$

$$PA_{max}^* = (PA_{max}) \cdot \eta_{max} \text{ (Abril)}$$

$$PA_{max}^* = 1,203 \text{ Wm}^{-2} * 0.65 = 782.45 \quad [\text{W m}^{-2}]$$

A partir de la potencia mínima (PA_{min}^*) y máxima (PA_{max}^*) obtenida se calcula el área de apertura mínima ($A_{a,min}$) y máximo ($A_{a,max}$) requerido con el valor de la potencia del secador por aspersión

$$A_{a,min} = \frac{P_{\text{Spray dryer}}}{PA_{max}^*}$$

$$A_{a,min} = \frac{7\,500 \text{ W}}{782.45 \text{ Wm}^{-2}} = 9.582 \quad [\text{m}^2]$$

$$A_{a,max} = \frac{P_{\text{Spray dryer}}}{PA_{min}^*}$$

$$A_{a,max} = \frac{7\,500\text{ W}}{512.83\text{ Wm}^{-2}} = 14.604 \quad [\text{m}^2]$$

De acuerdo con el resultado de área de apertura mínimo y máximo obtenido, se calcula el promedio, por lo cual se requiere un campo solar cuya área de apertura mida 12.104 m².

B.- Cálculo de la eficiencia experimental

Cálculo de eficiencia del concentrador con datos experimentales. El ejemplo del presente cálculo se realiza con los siguientes datos:

Flujo volumétrico: 0.20 l/s

Flujo másico: 0.1736 kg/s

Hora civil: 10:20:19 am

Temperatura ambiente: 23.98 °C

Temperatura de entrada: 64.0 °C

Temperatura de salida: 71.60 °C

Temperatura del tubo absorbedor 1: 55.24 °C

Temperatura del tubo absorbedor 2: 66.26 °C

Temperatura del tubo de vidrio: 33.10 °C

Irradiancia: 825 W/m²

ΔT (Tsal-Tentr): 7.55 °C

Datos que se toman del anexo D, **Tabla D-8.**-Datos de la evaluación experimental de concentrador solar con las condiciones de operación 0.20 l/s con dos inserciones de cinta torcida (TT2). El campo solar se trata como un sistema unitario, por lo cual se calcula la eficiencia global de los cuatro PTC's.

Tabla A- 1.- Datos para el cálculo de la eficiencia experimental

Propiedad	Magnitud	Unidades
Área Apertura	13.4754	m ²
Constante de stefan-Bolzmman	5.67E-08	W/m ² K ⁴
Velocidad del aire exterior	1	m/s

Longitud del colector	12.24	m
Área del tubo receptor (Ar)	1.284	m ²
Área del tubo de vidrio (Ag)	2.337	m ²
Factor de Intercepción	0.92	

Coefficiente global de pérdidas

Convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente

$$Re = \frac{0.07m * 1 \text{ m/s}}{1.59E^{-8} \text{ m}^2/\text{s}} = 4405.286$$

$$Nu = 0.3 * (4405.286^{0.6}) = 46.079$$

$$h_w = \frac{0.07m * 46.076}{0.0276 \text{ W/m} \cdot \text{K}} = 18.168 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Radiación de la cubierta de vidrio al ambiente

$$h_{r,c-a} = 0.87 * \left(5.67051E^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \right) * [(35.10 + 273.15K) + (23.98 + 273.15K)] * [(35.10 + 273.15K)^2 + (23.98 + 273.15K)^2] = 5.474 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Radiación entre el tubo receptor y la cubierta de vidrio

$$T_r = \frac{55.24 + 66.26}{2} + 273.15K = 333.90K$$

$$h_{r,c-a} = \frac{\left(5.67051E^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \right) * [(333.90K) + (35.10 + 273.15K)] * [(333.10K)^2 + (35.10 + 273.15K)^2]}{\frac{1}{0.35} + \frac{1.284m^2}{2.337m^2} \left(\frac{1}{0.87} - 1 \right)}$$

$$= 2.558 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Coefficiente global de pérdidas

$$U_L = \left[\frac{1.284m^2}{2.337m^2 * (18.168 W/m^2 \cdot K + 5.474 W/m^2 \cdot K)} + \frac{1}{2.558 W/m^2 \cdot K} \right]^{-1}$$

$$= 2.445 W/m^2 \cdot K$$

Eficiencia Óptica

Geometría solar

Declinación solar

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + N}{365}\right) = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + 62}{365}\right) = -7.53$$

Ángulo horario

Ecuación del tiempo (N es el día Juliano)

$$B = (N - 1) \frac{360}{365} = (62 - 1) \frac{360}{365} = 60.164$$

$$E = 229.2[(0.000075) + (0.001868 \cos B) - (0.023077 \sin B) - (0.014615 \cos 2B) - (0.04089 \sin 2B)]$$

$$= 229.2[(0.000075) + (0.001868 \cos\{-3.764\}) - (0.023077 \sin\{-3.764\}) - (0.014615 \cos(2\{-3.764\})) - (0.04089 \sin(2\{-3.764\}))]$$

$$= -3.764$$

Tiempo solar verdadero

$$t_{solar\ verdadero} - t_{civil} = 4(L_{std} - L_{loc}) + E = 4(90^\circ - 96.72^\circ) - 3.761 = -30.642$$

Convertir a horas el $t_{sv} - t_{civil}$, considerando que un día es la unidad, $t_{sv} - t_{civil}$ es igual a

$$\frac{t_s - t_{civil}}{60 * 24} = -0.021$$

Hora del tiempo solar verdadero

$$t_s = -0.021 + t_{civil} = -0.021 + 10:20:19 = 9:49:40 \text{ am}$$

Tiempo solar en sistema decima

$$t_s = 9.83$$

Ángulo horario h

$$h = (t_s - 12) * 15 = (9.83 - 12) * 15 = -32.581$$

Altura solar (L es la latitud del plano terrestre)

$$\sin a = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h)$$

$$\sin a = \sin(17.02714) \sin(-7.534) + \cos(17.02714) \cos(-7.534) \cos(-32.581)$$

$$\sin a = 0.736$$

$$a = 49.495$$

Ángulo de incidencia

$$\begin{aligned} \cos(\theta) &= \sqrt{(\sin a)^2 + [(\cos \delta)^2 (\cos h)^2]} \\ &= \sqrt{(\sin 49.495)^2 + [(\cos - 7.53)^2 (\cos - 32.581)^2]} \end{aligned}$$

$$\cos(\theta) = 0.929$$

$$\theta = 21.714$$

Área de reducción efectiva

Área de pérdida

$$A_L = \frac{2}{3} * 1.11m * 0.2258m + 0.341m * 1.11m \left[1 - \frac{(1.11m)^2}{48(0.341m)^2} \right] = 0.462 m^2$$

Factor de forma

$$A_f = \frac{0.462m^2}{13.4754m^2} = 0.034$$

Eficiencia Óptica

$$\eta_{opt} = \rho\tau\alpha\gamma[(1 - A_f \tan \theta) \cos \theta]$$

$$\eta_{opt} = 0.92 * 0.95 * 0.9 * 0.87[(1 - 0.034 * \tan 21.714) \cos 21.714] = 0.627$$

$$\eta_o = 62.7 \%$$

Coefficiente de transferencia global de calor

$$Re = \frac{4 * 0.1736 \text{ kg/s}}{\pi * 0.0238m * 3.04E^{-3} \text{ kg/m} \cdot s} = 3056.99$$

Correlación de Eiamsa-ard

$$Nu_{2TT} = 0.264 * 3056.99^{0.66} * 3^{-0.61} = 116.841$$

$$h_{fi} = \frac{0.136 \text{ W/m} \cdot K * 116.841}{0.0258m} = 667.663 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{Do}{h_{fi} * Di} + \frac{Do * \ln(Do/Di)}{2K_f} \right]^{-1}$$

$$U_0 = \left[\frac{1}{2.415 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{0.0334\text{m}}{667.663 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} * 0.0238\text{m}} + \frac{0.0334\text{m} * \ln(0.0334\text{m}/0.0238\text{m})}{2 * 0.136 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \right]^{-1} = 0.419 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Eficiencia global

Calor útil

$$Q_u = [G_B \eta_{opt} A_a - A_r U_L (T_i - T_a)]$$

$$Q_u = 825.14 \text{ W/m}^2 * 0.627 * 13.4754\text{m}^2 - 2.415 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} * 1.284\text{m}^2 * (333.90\text{K} - (23.98 + 273.15\text{K})) = 6858.817\text{W}$$

$$qu = \frac{Q_u}{\text{Longitud PTC}} = \frac{6858.90\text{W}}{12.24\text{m}} = 560.361 \text{ W/m}$$

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)}$$

F'

$$= \frac{\frac{1}{2.415 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}{\frac{1}{2.415 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{0.0334\text{m}}{0.0238\text{m} * 667.663 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \left(\frac{0.0334\text{m}}{2 * 0.136 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \ln \frac{0.0334\text{m}}{0.0238\text{m}} \right)}$$

$$= 0.905$$

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

$$F_R = \frac{0.1736 \text{ kg/s} * 1560 \text{ J/kg} \cdot K}{1.284 \text{ m}^2 * 2.415 \text{ W/m}^2 \cdot K} \left[1 - \exp \left(- \frac{1.284 \text{ m}^2 * 2.415 \text{ W/m}^2 \cdot K * 0.905}{0.1736 \text{ kg/s} * 1560 \text{ J/kg} \cdot K} \right) \right]$$

$$= 0.900$$

$$Q' = Q_u * F_R = 6858.817 \text{ W} * 0.900 = 6171.98 \text{ W}$$

$$\eta = F_R \left[\eta_0 - \frac{A_r}{A_a} \left(\frac{U_L (T_i - T_a)}{G_B} \right) \right]$$

$$= F_R \left[\eta_0 - U_L \left(\frac{(T_i - T_a)}{G_B * C} \right) \right]$$

$$\eta = 0.900 \left[0.627 - 2.415 \text{ W/m}^2 \cdot K \left(\frac{(64.04 - 23.98) \text{ K}}{825.14 \text{ W/m}^2 * 10.494} \right) \right] = 0.554$$

$$\eta = 55.4\%$$

Eficiencia instantánea del PTC, para obtener la curva de eficiencia del PTC se grafican todos los datos de eficiencias instantáneas con respecto a $T_i - T_a / G_B$

C.- Cálculo de eficiencia teórica

Tabla. -C 1.- parámetros para el cálculo de la eficiencia teórica

Parámetros	Magnitud	Unidad
Longitud	12.24	m
Área de apertura	13.4754	m ²
Superficie reflejante	Al Anodizado	
y/w	3	
Pr	34.85	
Temperatura a la entrada (T _i)	298.15	K
Temperatura superficie del vidrio	300	K

Tabla. -C 2.- consideraciones para el cálculo de la eficiencia teórica

Consideraciones para calculo teórico				
y/w	3			
Radiación solar	1000	W/m ²		
Temperatura media a la entrada	298.15	K		
Flujo volumétrico	0.15	0.2	0.25	l/s
Inserción de cinta torcida	ET	TT1	TT2	

Para este ejemplo de cálculo teórico se realiza con un flujo volumétrico de 0.20 l/s, con dos inserciones de cinta torcida y aceite como fluido de trabajo

Número de Reynolds: El flujo másico se calcula con la densidad del fluido de trabajo. Re en el interior del tubo absorbedor

$$Re = \frac{4(0.1736 \text{ kg/s})}{\pi \cdot (0.0238\text{m}) \cdot (3.04E^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s})} = 3057$$

$$Nu_{2TT} = 0.264 \cdot (3057^{0.66}) \cdot (34.85^{0.4}) \cdot (3^{-0.61}) = 111.62$$

$$hfi_{2TT} = \frac{(111.62) \cdot (0.0238\text{m})}{0.136 \text{ W/m} \cdot \text{K}} = 637.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Razón de concentración

$$C_o = \frac{13.454 \text{ m}^2}{\pi \cdot (0.0334\text{m}) \cdot (12.24\text{m})} = 10.49214$$

Temperatura en la línea media del fluido a la salida Tm, o

$$T_o = \frac{h_{opt} C_o G_B (\pi D_{r2} L)}{\dot{m} C_p} = \frac{0.65 \cdot 10.49 \cdot 1000 \text{ W/m}^2 \cdot (\pi \cdot 0.0238\text{m} \cdot 12.24\text{m})}{1560 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot 0.1736 \text{ kg/s}} + 298.15 \text{ K} = 321.19 \text{ K}$$

Temperatura del receptor

$$T_r = \frac{h_{opt} C_o G_B}{hfi} + T_{m,o} = \frac{0.65 \cdot 10.49 \cdot 1000 \text{ W/m}^2}{637.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + 321.19 \text{ K} = 331.88 \text{ K}$$

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_g \sigma (T_g + T_a) (T_g^2 + T_a^2)$$

$$h_{r,c-a} = 0.87 * (5.67051 * E^{-8} W/m^2 \cdot K^4)(300K + 298.15K)(300^2 K^2 + 298.15^2 K^2)$$

$$= 5.278 W/m^2 \cdot K$$

$$h_r = 4\varepsilon_g \sigma T_r^3$$

$$h_r = 4 * (5.67051 * E^{-8} W/m^2 \cdot K^4) * 0.35 * 331.89^3 K^3 = 2.90 W/m^2 \cdot K$$

Flujo sobre tuberías cilíndricas, Flujo de aire, se toman las propiedades del aire

$$Re_{ex} = \frac{D_5 * vel_{aire}}{v_{aire}} = \frac{0.07m * 2 \text{ m/s}}{1.58 * E^{-5} m^2/s} = 8810$$

$$Nu_{ex} = 0.193(Re_{ex}^{0.618})(Pr^{1/3})$$

$$Nu_{ex} = 0.193(8810_{ex}^{0.618})(0.707^{1/3}) = 47.13$$

$$h_w = \frac{Nu_{ex} * k_{aire}}{D_5} = \frac{47.13 * 0.03 W/m \cdot K}{0.07m} = 17.7 W/m^2 \cdot K$$

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_g} \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)}$$

$$h_{r,r-c} = \frac{(5.67051 * E^{-8} W/m^2 \cdot K^4)((331.88K)^2 + (300K)^2)(331.88K + 300K)}{\frac{1}{0.35} + \frac{1.284m^2}{2.69m^2} \left(\frac{1}{0.87} - 1 \right)}$$

$$= 2.84 W/m^2 \cdot K$$

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a})A_g} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1}$$

$$U_L = \left[\frac{1.284m^2}{(17.71 \frac{W}{m^2} \cdot K + 5.278 \frac{W}{m^2} \cdot K) * 2.691m^2} + \frac{1}{2.44 \frac{W}{m^2} \cdot K} \right]^{-1}$$

$$= 2.33 \frac{W}{m^2} \cdot K$$

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi}D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)}$$

$$F' = \frac{\frac{1}{2.33 \frac{W}{m^2} \cdot K}}{\frac{1}{2.33 \frac{W}{m^2} \cdot K} + \frac{0.0334m}{0.0238m * 637.8 \frac{W}{m^2} \cdot K} + \left(\frac{0.0334m}{2 * 0.136 \frac{W}{m} \cdot K} \ln \frac{0.0334m}{0.0238m} \right)}$$

$$= 0.907$$

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

$$F_R = \frac{0.1736 \frac{kg}{s} * 1560 \frac{J}{kg} \cdot K}{1.284m^2 * 2.33 \frac{W}{m^2} \cdot K} \left[1 - \exp \left(- \frac{1.284m^2 * 2.33 \frac{W}{m^2} \cdot K * 0.907}{0.1736 \frac{kg}{s} * 1560 \frac{J}{kg} \cdot K} \right) \right]$$

$$= 0.9074$$

La eficiencia teórica del concentrador de canal parabólico

$$= F_R \left[\eta_0 - U_L \left(\frac{(T_i - T_a)}{G_B * C_o} \right) \right] = F_R \eta_0 - F_R \frac{U_L (T_i - T_a)}{C_o G_B}$$

En la ecuación inmediata anterior se tienen todos los datos excepto $\frac{(T_i - T_a)}{G_B}$, por lo tanto

$$F_R \eta_0 = 0.589$$

$$F_R \frac{U_L}{C_o} = 0.201$$

Por lo cual la curva de eficiencia para la condición flujo volumétrico de 0.20 l/s, con dos inserciones de cinta torcida y aceite como fluido de trabajo, se modela con la ecuación:

$$\eta_{ter} = 0.589 - 0.201 \frac{(T_i - T_a)}{G_B}$$

Tal como se observa en la tabla 17.

Esta ecuación es de la forma:

$$y = a \pm bx$$

D.- Cálculo de constante de tiempo

Para el ejemplo de cálculo se toman los siguientes datos de la tabla 18

T_{of} : 42.36 °C

T_i : 27.8 °C

T_{ot} : ?

X_1 : 120 s

X_2 : 0 s

X : ?

$$0.368 = \frac{1}{e} = \frac{T_{of} - T_{ot}}{T_{of} - T_i}$$

Despeje de T_{ot}

$$T_{ot} = T_{of} + (0.368(T_i - T_{of}))$$

$$T_{ot} = 42.36 \text{ °C} + (0.368(27.8 \text{ °C} - 42.36 \text{ °C})) = \mathbf{37.00 \text{ °C}}$$

$$X = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} * (X_2 - X_1) + X_1$$

$$X = \frac{37.00 \text{ °C} - 42.36 \text{ °C}}{27.8 \text{ °C} - 42.36 \text{ °C}} * (0 \text{ s} - 120 \text{ s}) + 120 \text{ s} = \mathbf{75.82 \text{ s}}$$

E.- Datos experimentales

Tabla-E 1.- Datos de la evaluación experimental de concentrador solar con las condiciones de operación 0.15 l/s y sin inserción

										Coeficiente global de pérdidas de calor						Eficiencia óptica										Coeficiente de transferencia de calor global				Eficiencia global											
										Convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente			Radiación de la cubierta del vidrio hacia el ambiente			Radiación entre el tubo receptor y la cubierta			Geometría solar										Convección de calor en el interior del absorbedor				Calor útil								
TIME	T _{amb}	T _i	T _o	TTVI	TTVE	TAO	IRRADIANCIA	ΔT	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Coeficiente de transferencia	Temperatura promedio del receptor	Coeficiente de transferencia	Pérdidas	Declinación solar	Angulo Horario [h]				Altura solar		Angulo de incidencia		Área de reducción efectiva		Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	U _o	Q _u	qu	F'	FR	Qu	h	Ti-Tamb /Gb				
HH:MM:SS	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W/m²	°C	Re	Nu	hw [W/m²K]	hr,c-a [W/m²K]	Tr [K]	hr,c [W/m²K]	UL [W/m²K]	° δ	B	E	4(ls-lc)+E	Ts	h	sen(α)	α	Al	Af	ho	Re	Nu [Dittus-Boelter]	hfi [W/m²K]	[W/m²K]	W	W/m	W	h	m²·K/W						
10:15:04 AM	23.08	35.91	36.86	35.33	36.37	32.76	798.20	0.96	4405.29	46.08	18.17	5.39	309.00	2.24	2.13	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:44:25 AM	9.74	-33.89	0.76	49.13	0.94	20.35	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.48	6778.64	553.81	0.91	0.90	6127.88	0.57	0.02
10:15:44 AM	23.04	36.45	44.82	35.23	38.71	33.03	800.19	8.38	4405.29	46.08	18.17	5.39	310.12	2.26	2.15	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:05 AM	9.75	-33.73	0.76	49.27	0.94	20.38	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.47	6790.80	554.80	0.91	0.90	6135.04	0.57	0.02
10:16:04 AM	23.14	37.48	48.05	35.32	42.05	33.22	800.89	10.57	4405.29	46.08	18.17	5.40	311.84	2.28	2.16	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:25 AM	9.76	-33.64	0.76	49.34	0.94	20.39	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.47	6791.24	554.84	0.91	0.90	6130.19	0.57	0.02
10:16:44 AM	23.31	41.01	52.72	35.94	50.89	33.46	800.77	11.71	4405.29	46.08	18.17	5.41	316.56	2.33	2.21	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:05 AM	9.77	-33.48	0.76	49.47	0.94	20.42	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.46	6774.85	553.50	0.91	0.90	6101.58	0.57	0.02
10:17:04 AM	23.35	42.74	54.90	36.28	54.66	33.25	802.26	12.16	4405.29	46.08	18.17	5.41	318.62	2.36	2.23	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:25 AM	9.77	-33.39	0.76	49.54	0.94	20.44	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.46	6780.62	553.97	0.91	0.90	6101.58	0.57	0.02
10:17:44 AM	23.23	46.06	58.11	37.66	60.96	33.27	802.66	12.04	4405.29	46.08	18.17	5.40	322.46	2.40	2.27	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:05 AM	9.78	-33.23	0.76	49.67	0.94	20.47	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.45	6769.88	553.09	0.90	0.90	6081.01	0.56	0.03
10:18:04 AM	23.27	47.86	59.49	38.77	63.91	33.63	803.46	11.64	4405.29	46.08	18.17	5.41	324.49	2.43	2.30	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:25 AM	9.79	-33.14	0.76	49.74	0.94	20.48	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.44	6769.33	553.05	0.90	0.90	6073.74	0.56	0.03
10:18:44 AM	23.17	51.76	62.32	40.96	67.17	33.85	805.67	10.56	4405.29	46.08	18.17	5.42	327.21	2.46	2.33	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:05 AM	9.80	-32.98	0.76	49.87	0.94	20.51	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.44	6777.19	553.69	0.90	0.90	6072.34	0.56	0.04
10:19:04 AM	23.15	53.18	63.61	41.84	67.86	33.76	806.73	10.43	4405.29	46.08	18.17	5.42	328.00	2.47	2.34	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:25 AM	9.81	-32.89	0.77	49.94	0.94	20.52	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.44	6782.86	554.16	0.90	0.90	6075.42	0.56	0.04
10:19:44 AM	22.99	55.18	66.56	44.86	67.89	34.49	808.59	11.39	4405.29	46.08	18.17	5.43	329.52	2.50	2.36	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:05 AM	9.82	-32.73	0.77	50.07	0.94	20.55	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.43	6791.18	554.83	0.90	0.89	6076.40	0.56	0.04
10:20:04 AM	22.97	57.96	68.03	46.57	68.72	35.14	809.46	10.07	4405.29	46.08	18.17	5.45	330.80	2.52	2.38	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:25 AM	9.82	-32.64	0.77	50.14	0.94	20.56	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.43	6793.10	554.99	0.90	0.89	6072.55	0.56	0.04
10:20:44 AM	22.94	59.76	71.41	50.57	68.90	35.95	811.01	11.65	4405.29	46.08	18.17	5.47	332.88	2.56	2.41	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:05 AM	9.83	-32.48	0.77	50.27	0.94	20.59	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.42	6797.03	555.31	0.90	0.89	6067.67	0.56	0.05
10:21:04 AM	23.01	62.05	73.01	52.88	71.91	36.56	811.29	10.97	4405.29	46.08	18.17	5.49	335.54	2.60	2.45	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:25 AM	9.84	-32.39	0.77	50.34	0.94	20.61	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.42	6788.87	554.65	0.90	0.89	6050.78	0.55	0.05
10:21:44 AM	23.17	64.69	76.42	55.69	72.44	37.32	814.99	11.72	4405.29	46.08	18.17	5.51	337.22	2.63	2.47	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:05 AM	9.85	-32.23	0.77	50.47	0.94	20.63	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.41	6812.86	556.61	0.90	0.89	6065.01	0.55	0.05
10:22:04 AM	23.13	66.55	78.24	57.40	75.77	38.13	815.99	11.69	4405.29	46.08	18.17	5.53	339.73	2.67	2.51	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:25 AM	9.86	-32.14	0.77	50.54	0.94	20.65	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.41	6810.41	556.41	0.90	0.89	6052.97	0.55	0.05
10:22:44 AM	23.07	70.68	81.76	60.74	78.13	39.50	816.76	11.08	4405.29	46.08	18.17	5.57	342.58	2.72	2.56	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:05 AM	9.87	-31.98	0.77	50.67	0.94	20.67	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.40	6803.47	555.84	0.89	0.89	6034.27	0.55	0.06
10:23:04 AM	23.11	72.66	83.20	61.84	76.20	39.95	818.67	10.54	4405.29	46.08	18.17	5.58	342.17	2.72	2.56	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:25 AM	9.87	-31.89	0.77	50.74	0.94	20.69	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.40	6820.47	557.23	0.89	0.89	6049.29	0.55	0.06
10:23:44 AM	23.07	75.77	86.13	64.93	79.90	41.81	821.70	10.36	4405.29	46.08	18.17	5.64	345.57	2.79	2.62	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:05 AM	9.88	-31.73	0.78	50.87	0.94	20.72	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.39	6829.89	558.00	0.89	0.88	6041.88	0.54	0.06
10:24:04 AM	22.97	77.33	87.82	66.28	79.70	42.27	821.98	10.49	4405.29	46.08	18.17	5.65	346.14	2.80	2.63	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:25 AM	9.89	-31.64	0.78	50.94	0.94	20.73	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.39	6828.54	557.89	0.89	0.88	6037.58	0.54	0.07
10:24:44 AM	22.88	80.69	91.01	69.59	80.98	43.17	823.22	10.32	4405.29	46.08	18.17	5.67	348.43	2.84	2.67	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:05 AM	9.90	-31.48	0.78	51.07	0.94	20.76	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.38	6827.18	557.78	0.89	0.88	6026.67	0.54	0.07
10:25:04 AM	22.83	82.22	92.57	71.88	83.54	43.86	824.40	10.36	4405.29	46.08	18.17	5.69	350.86	2.88	2.70	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:25 AM	9.91	-31.39	0.78	51.13	0.94	20.77	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.38	6825.56	557.64	0.89	0.88	6015.71	0.54	0.07
10:25:44 AM	23.03	84.83	95.86	75.88	84.71	45.41	825.85	11.04	4405.29	46.08	18.17	5.74	353.45	2.94	2.75	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:05 AM	9.92	-31.23	0.78	51.27	0.93	20.80	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.37	6824.68	557.57	0.89	0.88	6002.28	0.54	0.07
10:26:04 AM	22.98	86.27	97.27	76.78	82.24	46.05	826.39	11.00	4405.29	46.08	18.17	5.75	352.66	2.93	2.75	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:25 AM	9.92	-31.14	0.78	51.33	0.93	20.81	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.37	6831.32	558.11	0.89	0.88	6008.67	0.54	0.08
10:26:44 AM	22.93	89.50	99.87	81.17	77.27	47.94	829.75	10.37	4405.29	46.08	18.17	5.81	352.37	2.95	2.77	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:05 AM	9.93	-30.98	0.78	51.46	0.93	20.84	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.37	6858.11	560.30	0.89	0.88	6027.49	0.54	0.08
10:27:04 AM	22.98	90.78	101.27	83.14	69.47	48.50	831.38	10.49	4405.29	46.08	18.17	5.83	349.45	2.92	2.74	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:25 AM	9.94	-30.89	0.78	51.53	0.93	20.85	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.37	6883.74	562.40	0.89	0.88	6057.47	0.54	0.08
10:27:44 AM	23.08	93.21	103.86	85.80	65.89	49.69	832.16	10.65	4405.29	46.08	18.17	5.86	348.99	2.93	2.75	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:05 AM	9.95	-30.73	0.78	51.66	0.93	20.88	0.46	0.03	0.63	2292.75	48.61	277.79	0.37	6890.41	562.94	0.89	0.88	6061.17	0.54	0.08
10:28:04 AM	23.15	94.82	105.21	87.13	61.66	50.36	831.89	10.39	4405.29	46.08	18.17	5.88	347.55	2.92	2.74	-6.38	63.12	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:25 AM	9.96	-30.64	0.79	51.72	0.93	20.														

Tabla-E 3.- Datos de la evaluación experimental de concentrador solar con las condiciones de operación 0.25 l/s y sin inserción

									Coeficiente global de pérdidas de calor							Eficiencia óptica											Coeficiente de transferencia de calor global				Eficiencia global										
									Convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente			Radiación de la cubierta del vidrio hacia el ambiente		Radiación entre el tubo receptor y la cubierta		Pérdidas	Geometría solar				Angulo de incidencia			Área de reducción efectiva		Convección de calor en el interior del absorbedor			Calor útil		Eficiencia global										
TIME	T _{amb}	T _i	T _e	TTVI	TTVE	TAO	IRRADIANCIA	ΔT	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Coeficiente de transferencia	Temperatura promedio del receptor	Coeficiente de transferencia	Pérdidas		Declinación solar	B	E	Angulo Horario [h]			h	sen(α)	α	cos(θ)	θ	Área de pérdida	Factor de forma	ho	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Uo	Qu	qu	F'	FR	Qu	h	Ti-Tamb /Gb
HH:MM:SS	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W/m²	°C	Re	Nu	hw [W/m²K]	hr,c-a [W/m²K]	Tr [K]	hr,c [W/m²K]	UL [W/m²K]	° δ	B	E	4(ls-lc)+E	Ts	h	sen(α)	α	cos(θ)	θ	Al	Af	ho	Re	Nu [Dittus-Boelter]	hfi [W/m²K]	[W/m²K]	W	W/m	F'	FR	W	h	m²·K/W		
10:15:42 AM	22.24	33.92	37.48	33.05	38.20	31.89	808.39	3.56	4405.29	46.08	18.17	5.34	308.78	2.23	2.12	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:03 AM	9.75	-33.74	0.75	48.58	0.93	21.52	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.48	6805.04	555.97	0.91	0.91	6189.94	0.57	0.01
10:16:42 AM	21.94	35.99	45.51	32.91	42.53	31.32	811.16	9.53	4405.29	46.08	18.17	5.32	310.87	2.25	2.14	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:03 AM	9.77	-33.49	0.75	48.78	0.93	21.56	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.47	6819.47	557.15	0.91	0.91	6199.09	0.57	0.02
10:17:42 AM	21.95	36.09	52.01	34.05	54.40	31.61	813.33	15.92	4405.29	46.08	18.17	5.33	317.38	2.32	2.20	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:03 AM	9.78	-33.24	0.75	48.98	0.93	21.60	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.46	6815.81	556.85	0.91	0.91	6177.75	0.57	0.02
10:18:42 AM	22.06	37.67	58.09	37.26	63.73	33.02	815.30	20.42	4405.29	46.08	18.17	5.37	323.65	2.41	2.28	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:03 AM	9.80	-32.99	0.76	49.18	0.93	21.65	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.44	6809.90	556.36	0.91	0.90	6151.67	0.56	0.02
10:19:42 AM	22.28	40.63	62.89	41.57	68.69	34.28	818.73	22.26	4405.29	46.08	18.17	5.41	328.28	2.48	2.35	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:03 AM	9.82	-32.74	0.76	49.37	0.93	21.69	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.43	6821.06	557.28	0.90	0.90	6145.61	0.56	0.02
10:20:42 AM	22.31	45.37	68.14	45.19	72.47	35.22	821.47	22.77	4405.29	46.08	18.17	5.43	331.98	2.54	2.39	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:03 AM	9.83	-32.49	0.76	49.57	0.93	21.73	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.42	6828.65	557.90	0.90	0.90	6139.60	0.56	0.03
10:21:42 AM	22.32	51.72	74.12	50.18	78.07	37.18	822.70	22.40	4405.29	46.08	18.17	5.49	337.27	2.62	2.47	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:03 AM	9.85	-32.24	0.76	49.77	0.93	21.77	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.41	6816.34	556.89	0.90	0.90	6108.23	0.55	0.04
10:22:42 AM	22.31	57.67	79.28	54.66	80.26	38.41	825.54	21.61	4405.29	46.08	18.17	5.52	340.61	2.68	2.52	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:03 AM	9.87	-31.99	0.77	49.96	0.93	21.81	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.40	6824.52	557.56	0.90	0.89	6102.66	0.55	0.04
10:23:42 AM	22.44	62.97	84.59	59.39	81.62	40.34	828.49	21.62	4405.29	46.08	18.17	5.58	343.65	2.74	2.58	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:03 AM	9.88	-31.74	0.77	50.16	0.93	21.85	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.39	6834.35	558.36	0.90	0.89	6097.30	0.55	0.05
10:24:42 AM	22.87	68.38	89.41	63.12	83.86	41.27	832.43	21.02	4405.29	46.08	18.17	5.62	346.64	2.79	2.62	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:03 AM	9.90	-31.49	0.77	50.35	0.93	21.90	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.39	6854.06	559.97	0.89	0.89	6103.52	0.55	0.05
10:25:42 AM	23.15	73.28	94.68	66.47	86.51	42.40	836.20	21.40	4405.29	46.08	18.17	5.66	349.64	2.85	2.67	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:03 AM	9.92	-31.24	0.77	50.54	0.93	21.94	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.38	6871.23	561.38	0.89	0.89	6106.74	0.54	0.06
10:26:42 AM	23.07	74.67	98.36	68.76	87.49	43.54	837.99	23.69	4405.29	46.08	18.17	5.69	351.27	2.88	2.70	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:03 AM	9.93	-30.99	0.77	50.74	0.93	21.98	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.38	6875.97	561.76	0.89	0.89	6102.89	0.54	0.06
10:27:42 AM	23.36	80.26	102.89	72.77	83.28	45.40	840.75	22.63	4405.29	46.08	18.17	5.75	351.18	2.90	2.72	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:03 AM	9.95	-30.74	0.78	50.93	0.93	22.02	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.37	6896.97	563.48	0.89	0.89	6116.50	0.54	0.07
10:28:42 AM	23.35	83.96	106.65	76.10	83.88	46.75	840.58	22.69	4405.29	46.08	18.17	5.78	353.14	2.95	2.76	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:03 AM	9.97	-30.49	0.78	51.12	0.93	22.06	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.37	6883.68	562.39	0.89	0.89	6094.96	0.54	0.07
10:29:42 AM	23.12	88.61	110.70	79.07	84.20	47.20	843.54	22.09	4405.29	46.08	18.17	5.79	354.79	2.98	2.79	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:03 AM	9.98	-30.24	0.78	51.31	0.93	22.10	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.37	6897.99	563.56	0.89	0.88	6101.36	0.53	0.08
10:30:42 AM	23.14	88.61	110.70	82.46	84.00	48.19	848.95	22.09	4405.29	46.08	18.17	5.82	356.38	3.01	2.82	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	10:00:03 AM	10.00	-29.99	0.78	51.50	0.93	22.14	0.46	0.03	0.63	3821.25	73.15	418.02	0.36	6933.34	566.45	0.89	0.88	6124.89	0.53	0.08

Tabla-E 4.- Datos de la evaluación experimental de concentrador solar con las condiciones de operación 0.15 l/s con una inserción de cinta torcida (TTI)

									Coeficiente global de pérdidas de calor							Eficiencia óptica											Coeficiente de transferencia de calor global				Eficiencia global										
									Convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente			Radiación de la cubierta del vidrio hacia el ambiente		Radiación entre el tubo receptor y la cubierta		Pérdidas	Geometría solar				Angulo de incidencia			Área de reducción efectiva		Convección de calor en el interior del absorbedor			Calor útil		Eficiencia global										
TIME	T _{amb}	T _i	T _e	TTVI	TTVE	TAO	IRRADIANCIA	ΔT	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Coeficiente de transferencia	Temperatura promedio del receptor	Coeficiente de transferencia	Pérdidas		Declinación solar	B	E	Angulo Horario [h]			h	sen(α)	α	cos(θ)	θ	Área de pérdida	Factor de forma	ho	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Uo	Qu	qu	F'	FR	Qu	h	Ti-Tamb /Gb
HH:MM:SS	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W/m²	°C	Re	Nu	hw [W/m²K]	hr,c-a [W/m²K]	Tr [K]	hr,c [W/m²K]	UL [W/m²K]	° δ	B	E	4(ls-lc)+E	Ts	h	sen(α)	α	cos(θ)	θ	Al	Af	ho	Re	Nu [Dittus-Boelter]	hfi [W/m²K]	[W/m²K]	W	W/m	F'	FR	W	h	m²·K/W		
10:15:18 AM	21.31	34.93	38.81	32.60	34.99	30.74	830.46	3.88	4405.29	46.08	18.17	5.29	306.94	2.20	2.09	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:44:39 AM	9.74	-33.84	0.75	48.50	0.93	21.50	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.484	6995.689	571.543	0.915	0.909	6360.794	0.568	0.016
10:15:38 AM	21.20	35.76	42.42	32.92	37.38	31.41	830.61	6.65	4405.29	46.08	18.17	5.30	308.30	2.22	2.11	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:44:59 AM	9.75	-33.75	0.75	48.57	0.93	21.51	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.480	6991.933	571.236	0.914	0.908	6351.886	0.567	0.018
10:16:18 AM	21.39	40.29	48.30	33.47	44.50	31.18	831.66	8.01	4405.29	46.08	18.17	5.30	312.14	2.26	2.15	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:39 AM	9.76	-33.59	0.75	48.70	0.93	21.54	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.472	6988.546	570.960	0.913	0.907	6338.970	0.565	0.023
10:16:38 AM	21.37	42.60	50.76	33.70	47.57	30.66	832.55	8.16	4405.29	46.08	18.17	5.28	313.78	2.27	2.16	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:59 AM	9.77	-33.50	0.75	48.77	0.93	21.56	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.469	6990.470	571.117	0.912	0.907	6337.606	0.564	0.025
10:17:18 AM	21.41	47.03	55.60	35.86	53.80	30.60	835.36	8.57	4405.29	46.08	18.17	5.28	317.98	2.32	2.20	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:39 AM	9.78	-33.34	0.75	48.90	0.93	21.59	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.461	6999.876	571.885	0.911	0.905	6334.612	0.562	0.031
10:17:38 AM	21.14	49.33	57.28	35.83	55.53	29.74	839.63	7.95	4405.29	46.08	18.17	5.25	318.83	2.32	2.20	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:59 AM	9.78	-33.25	0.75	48.97	0.93	21.60	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.461	7032.106	574.518	0.911	0.905	6363.786	0.562	0.034
10:18:18 AM	21.02	53.62	60.81	39.28	60.19	30.71	842.49	7.19	4405.29	46.08	18.17	5.28	322.88	2.38	2.25	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:39 AM	9.79	-33.09	0.76	49.10	0.93	21.63	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.450	7041.090	575.252	0.909	0.903	6357.731	0.559	0.039
10:18:38 AM	21.26	55.98	62.97	41.71	62.26	31.55	845.87	6.99	4405.29	46.08	18.17	5.31	325.13	2.41	2.28	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:59 AM	9.80	-33.00	0.76	49.16	0.93	21.64	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.444	7061.755</						

10:26:38 AM	21.80	99.66	107.40	76.16	89.40	43.54	863.45	7.74	4405.29	46.08	18.17	5.65	355.93	2.95	2.76	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:59 AM	9.93	-31.00	0.77	50.72	0.93	21.97	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.369	7066.001	577.28 ₈	0.891	0.884	6243.91 ₂	0.532	0.090
10:27:18 AM	21.70	102.48	110.70	79.63	92.55	44.27	864.99	8.22	4405.29	46.08	18.17	5.67	359.24	3.00	2.81	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:39 AM	9.94	-30.84	0.78	50.85	0.93	22.00	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.362	7061.424	576.91 ₄	0.889	0.882	6227.26 ₃	0.530	0.093
10:27:38 AM	21.66	104.04	112.19	80.73	92.85	45.71	865.18	8.15	4405.29	46.08	18.17	5.71	359.94	3.03	2.83	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:59 AM	9.95	-30.75	0.78	50.92	0.93	22.01	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.359	7057.484	576.59 ₂	0.888	0.881	6217.27 ₈	0.529	0.095
10:28:18 AM	21.50	106.96	114.96	83.87	97.26	46.40	866.37	7.99	4405.29	46.08	18.17	5.72	363.71	3.09	2.88	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:39 AM	9.96	-30.59	0.78	51.04	0.93	22.04	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.353	7046.985	575.73 ₄	0.886	0.879	6193.94 ₀	0.526	0.099
10:28:38 AM	21.55	108.37	116.41	84.63	97.32	46.35	867.09	8.04	4405.29	46.08	18.17	5.72	364.12	3.09	2.89	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:59 AM	9.97	-30.50	0.78	51.11	0.93	22.05	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.352	7050.573	576.02 ₇	0.886	0.879	6195.94 ₄	0.525	0.100
10:29:18 AM	21.46	110.69	119.14	85.96	97.99	46.21	867.04	8.45	4405.29	46.08	18.17	5.72	365.13	3.11	2.90	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:39 AM	9.98	-30.34	0.78	51.24	0.93	22.08	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.351	7043.607	575.45 ₈	0.886	0.878	6187.02 ₅	0.524	0.103
10:29:38 AM	21.52	111.94	120.45	86.81	97.82	47.10	866.33	8.50	4405.29	46.08	18.17	5.74	365.46	3.12	2.91	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:59 AM	9.98	-30.25	0.78	51.30	0.93	22.09	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.349	7034.481	574.71 ₃	0.885	0.878	6175.27 ₅	0.523	0.104
10:30:18 AM	21.90	114.65	122.74	85.89	98.17	47.23	866.29	8.09	4405.29	46.08	18.17	5.76	365.18	3.12	2.91	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:39 AM	9.99	-30.09	0.78	51.43	0.93	22.12	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.349	7035.342	574.78 ₃	0.885	0.878	6176.54 ₀	0.523	0.107
10:30:38 AM	21.97	116.37	123.96	87.73	97.68	48.14	869.93	7.59	4405.29	46.08	18.17	5.79	365.85	3.14	2.93	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:59 AM	10.00	-30.00	0.78	51.49	0.93	22.13	0.46	0.03	0.63	2292.75	82.90	473.711	0.347	7061.280	576.90 ₂	0.884	0.877	6194.40 ₀	0.522	0.109

Tabla-E 5.- Datos de la evaluación experimental de concentrador solar con las condiciones de operación 0.20 l/s con una inserción de cinta torcida (TTI)

TIME	T _{amb}	T _i	T _s	TTVI	TTVE	TAO	IRRADIANCIA	ΔT	Coeficiente global de pérdidas de calor						Eficiencia óptica														Coeficiente de transferencia de calor global				Eficiencia global								
									Convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente			Radiación de la cubierta del vidrio hacia el ambiente			Radiación entre el tubo receptor y la cubierta			Geometría solar						Ángulo de incidencia		Área de reducción efectiva		Convección de calor en el interior del absorbedor				Calor útil		Eficiencia global		Eficiencia global	Ti-Tamb/Gb				
									Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Coeficiente de transferencia	Temperatura promedio del receptor	Coeficiente de transferencia	Pérdidas	Declinación solar	Ángulo Horario [h]				Altura solar		cos(θ)	θ	Área de pérdida	Factor de forma	ho	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Uo	Qu	qu	F'	FR			Qu	h		
HH:MM:SS	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W/m²	°C	Re	Nu	hw [W/m²K]	hr,c-a [W/m²K]	Tr [K]	hr,r-c [W/m²K]	UL [W/m²K]	°δ	B	E	4(l-s)-E	Ts	h	sen(α)	α	Al	Af	ho	Re	Nu [Dittus-Boelter]	hfi [W/m²K]	[W/m²K]	W	W/m	W	h	m²-K/W						
10:15:02	18.32	32.46	36.84	27.95	32.64	28.05	830.86	4.37	4405.29	46.08	18.17	5.14	303.44	2.13	2.03	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:44:23 AM	9.74	-33.90	0.76	49.80	0.94	19.19	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.50	7118.51	581.58	0.92	0.91	6505.26	0.58	0.02
10:15:42	18.18	34.73	41.92	29.59	39.53	28.78	832.55	7.19	4405.29	46.08	18.17	5.15	307.71	2.19	2.08	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:03 AM	9.75	-33.74	0.77	49.94	0.94	19.22	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.49	7119.20	581.63	0.92	0.91	6492.53	0.58	0.02
10:16:02	18.12	36.69	44.24	30.88	43.83	28.99	832.07	7.54	4405.29	46.08	18.17	5.16	310.51	2.22	2.11	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:23 AM	9.76	-33.65	0.77	50.00	0.94	19.24	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.48	7106.02	580.56	0.92	0.91	6472.42	0.58	0.02
10:16:42	18.12	41.23	48.35	32.06	49.16	28.33	833.11	7.11	4405.29	46.08	18.17	5.14	313.76	2.25	2.13	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:03 AM	9.77	-33.49	0.77	50.14	0.94	19.27	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.47	7103.98	580.39	0.91	0.91	6463.47	0.58	0.03
10:17:02	18.17	43.39	50.38	33.19	49.53	27.98	835.06	6.99	4405.29	46.08	18.17	5.13	309.51	2.20	2.09	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:23 AM	9.77	-33.40	0.77	50.21	0.94	19.28	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.48	7132.95	582.76	0.92	0.91	6502.36	0.58	0.03
10:17:42	18.14	47.78	54.58	36.41	47.77	28.29	837.54	6.80	4405.29	46.08	18.17	5.14	305.24	2.15	2.05	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:03 AM	9.78	-33.24	0.77	50.35	0.94	19.31	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.49	7164.89	585.37	0.92	0.91	6542.19	0.58	0.04
10:18:02	18.18	50.03	56.54	37.79	47.09	28.51	839.63	6.51	4405.29	46.08	18.17	5.14	305.59	2.16	2.06	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:23 AM	9.79	-33.15	0.77	50.41	0.94	19.32	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.49	7181.29	586.71	0.92	0.91	6555.63	0.58	0.04
10:18:43	18.37	54.44	61.44	42.26	49.69	30.37	842.43	7.00	4405.29	46.08	18.17	5.20	309.13	2.22	2.11	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:04 AM	9.80	-32.98	0.77	50.55	0.94	19.35	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.48	7193.95	587.74	0.92	0.91	6552.50	0.57	0.04
10:19:03	18.58	56.53	64.05	44.37	47.73	30.93	844.80	7.52	4405.29	46.08	18.17	5.22	316.20	2.30	2.18	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:24 AM	9.81	-32.90	0.77	50.62	0.94	19.36	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.46	7192.64	587.63	0.91	0.91	6530.20	0.57	0.04
10:19:42	18.51	60.64	68.25	46.72	50.79	30.62	846.41	7.61	4405.29	46.08	18.17	5.21	326.90	2.42	2.29	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:03 AM	9.82	-32.74	0.77	50.75	0.94	19.39	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.44	7170.01	585.78	0.91	0.90	6480.23	0.57	0.05
10:20:02	18.42	62.48	70.46	47.50	52.86	30.39	847.19	7.99	4405.29	46.08	18.17	5.20	328.33	2.44	2.30	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:23 AM	9.82	-32.65	0.78	50.82	0.94	19.41	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.44	7170.95	585.86	0.91	0.90	6477.63	0.57	0.05
10:20:43	18.48	66.30	74.77	49.83	58.31	31.83	847.98	8.47	4405.29	46.08	18.17	5.24	332.22	2.50	2.36	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:04 AM	9.83	-32.48	0.78	50.96	0.94	19.43	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.43	7162.07	585.14	0.91	0.90	6454.31	0.56	0.06
10:21:02	18.59	68.13	76.51	51.44	60.61	32.51	848.86	8.39	4405.29	46.08	18.17	5.26	334.18	2.53	2.39	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:23 AM	9.84	-32.40	0.78	51.02	0.94	19.45	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.42	7161.80	585.11	0.90	0.90	6446.43	0.56	0.06
10:21:42	18.56	71.69	79.81	53.50	63.46	33.13	852.27	8.12	4405.29	46.08	18.17	5.28	336.63	2.57	2.42	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:03 AM	9.85	-32.24	0.78	51.16	0.94	19.48	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.42	7180.14	586.61	0.90	0.90	6453.98	0.56	0.06
10:22:02	18.50	73.44	81.63	51.87	64.00	33.32	854.22	8.19	4405.29	46.08	18.17	5.28	336.08	2.56	2.42	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:23 AM	9.86	-32.15	0.78	51.23	0.94	19.49	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.42	7197.96	588.07	0.90	0.90	6471.07	0.56	0.06
10:22:42	18.39	76.71	84.88	49.58	75.05	33.60	857.21	8.17	4405.29	46.08	18.17	5.29	335.47	2.56	2.42	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:03 AM	9.87	-31.99	0.78	51.36	0.94	19.52	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.42	7224.05	590.20	0.90	0.90	6495.58	0.56	0.07
10:23:03	18.49	78.05	86.36	51.04	76.72	34.23	858.01	8.30	4405.29	46.08	18.17	5.31	337.03	2.59	2.44	-5.20	66.08	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:24 AM	9.87	-31.90	0.78	51.43	0.94	19.53	0.46	0.03	0.64	3057.00	100.23	572.76	0.42	7224.32	590.22	0.90	0.90	6489.37	0.56	0.07
10:23:43	18.70	81.31	89																																						

10:16:49	17.76	39.54	45.92	32.51	48.07	29.58	828.94	6.38	4405.29	46.08	18.17	5.16	313.44	2.26	2.14	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:10 AM	9.77	-33.46	0.77	49.94	0.94	19.66	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.47	7048.68	575.87	0.91	0.91	6420.84	0.57	0.03
10:17:09	17.78	41.63	48.39	33.51	50.51	29.54	829.71	6.77	4405.29	46.08	18.17	5.16	315.16	2.28	2.16	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:30 AM	9.78	-33.37	0.77	50.01	0.94	19.67	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.47	7049.32	575.92	0.91	0.91	6416.91	0.57	0.03
10:17:49	17.62	46.06	53.35	37.01	55.14	30.20	830.56	7.29	4405.29	46.08	18.17	5.17	319.23	2.33	2.21	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:10 AM	9.79	-33.21	0.77	50.14	0.94	19.70	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.46	7041.72	575.30	0.91	0.91	6397.27	0.57	0.03
10:18:09	17.62	48.34	55.59	39.29	57.48	30.67	831.07	7.26	4405.29	46.08	18.17	5.19	321.54	2.36	2.24	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:30 AM	9.79	-33.12	0.77	50.21	0.94	19.71	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.45	7037.71	574.98	0.91	0.91	6386.06	0.57	0.04
10:18:49	17.66	52.97	60.12	44.01	62.08	31.85	832.67	7.15	4405.29	46.08	18.17	5.22	326.20	2.43	2.30	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:10 AM	9.80	-32.96	0.77	50.35	0.94	19.74	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.44	7034.07	574.68	0.91	0.91	6366.75	0.57	0.04
10:19:09	17.70	55.17	62.38	46.55	63.69	32.44	833.92	7.22	4405.29	46.08	18.17	5.24	328.27	2.46	2.33	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:30 AM	9.81	-32.87	0.77	50.41	0.94	19.76	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.44	7036.73	574.90	0.91	0.90	6361.81	0.57	0.04
10:19:49	17.76	59.06	66.16	50.26	66.60	33.44	834.40	7.10	4405.29	46.08	18.17	5.26	331.58	2.51	2.37	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:10 AM	9.82	-32.71	0.77	50.55	0.94	19.78	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.43	7027.37	574.13	0.91	0.90	6341.35	0.56	0.05
10:20:09	17.77	61.16	68.21	51.75	68.45	33.64	834.74	7.05	4405.29	46.08	18.17	5.27	333.25	2.53	2.39	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:30 AM	9.83	-32.62	0.77	50.62	0.94	19.80	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.42	7023.37	573.81	0.91	0.90	6332.48	0.56	0.05
10:20:49	18.09	65.73	72.60	55.25	71.56	34.04	837.65	6.87	4405.29	46.08	18.17	5.29	336.56	2.58	2.43	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:10 AM	9.84	-32.46	0.77	50.75	0.94	19.83	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.42	7035.42	574.79	0.90	0.90	6332.83	0.56	0.06
10:21:09	18.14	67.76	74.58	56.89	72.91	34.20	840.32	6.82	4405.29	46.08	18.17	5.30	338.05	2.60	2.45	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:30 AM	9.84	-32.37	0.78	50.82	0.94	19.84	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.41	7052.07	576.15	0.90	0.90	6343.08	0.56	0.06
10:21:49	18.27	71.48	78.52	58.61	74.22	34.08	843.77	7.04	4405.29	46.08	18.17	5.30	339.57	2.62	2.47	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:10 AM	9.85	-32.21	0.78	50.95	0.94	19.87	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.41	7074.82	578.01	0.90	0.90	6359.47	0.56	0.06
10:22:09	18.43	73.44	80.45	60.33	75.91	34.86	844.14	7.01	4405.29	46.08	18.17	5.32	341.27	2.65	2.49	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:30 AM	9.86	-32.12	0.78	51.02	0.94	19.88	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.41	7070.68	577.67	0.90	0.90	6348.65	0.56	0.07
10:22:49	18.72	77.27	83.97	64.69	77.07	36.45	846.39	6.70	4405.29	46.08	18.17	5.37	344.03	2.70	2.54	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:10 AM	9.87	-31.96	0.78	51.15	0.94	19.91	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.40	7077.46	578.22	0.90	0.90	6342.23	0.55	0.07
10:23:09	18.49	78.82	85.49	66.59	78.11	37.29	846.74	6.67	4405.29	46.08	18.17	5.39	345.50	2.73	2.57	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:30 AM	9.88	-31.87	0.78	51.22	0.94	19.92	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.39	7072.44	577.81	0.90	0.90	6331.09	0.55	0.07
10:23:49	18.23	82.06	88.82	69.83	81.80	38.76	847.28	6.76	4405.29	46.08	18.17	5.42	348.97	2.79	2.62	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:10 AM	9.89	-31.71	0.78	51.35	0.94	19.95	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.39	7059.30	576.74	0.90	0.89	6304.98	0.55	0.08
10:24:09	18.24	83.79	90.41	71.27	82.71	39.43	849.93	6.62	4405.29	46.08	18.17	5.44	350.14	2.82	2.64	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:30 AM	9.89	-31.62	0.78	51.42	0.94	19.96	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.38	7075.80	578.09	0.90	0.89	6314.31	0.55	0.08
10:24:49	18.49	86.48	93.46	74.26	85.93	41.14	853.58	6.98	4405.29	46.08	18.17	5.49	353.25	2.88	2.70	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:10 AM	9.90	-31.46	0.78	51.55	0.94	19.99	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.38	7091.56	579.38	0.89	0.89	6314.15	0.55	0.08
10:25:09	18.78	87.57	94.81	75.01	86.99	41.86	854.52	7.24	4405.29	46.08	18.17	5.52	354.15	2.90	2.72	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:30 AM	9.91	-31.37	0.78	51.62	0.94	20.00	0.46	0.03	0.64	3821.25	116.14	663.64	0.37	7095.25	579.68	0.89	0.89	6312.63	0.55	0.08
10:25:49	18.79	90.45	97.47	76.91	88.50	43.69	854.44	7.03	4405.29	46.08	18.17	5.57	355.85	2.95	2.76	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:10 AM	9.92	-31.21	0.79	51.75	0.94	20.03	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.37	7084.00	578.76	0.89	0.89	6292.25	0.54	0.08
10:26:09	18.73	92.23	98.72	79.78	90.36	44.56	855.26	6.49	4405.29	46.08	18.17	5.60	358.22	2.99	2.80	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:30 AM	9.93	-31.12	0.79	51.82	0.94	20.04	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.36	7078.47	578.31	0.89	0.89	6277.62	0.54	0.09
10:26:49	18.56	94.76	101.68	81.45	88.21	43.85	857.21	6.92	4405.29	46.08	18.17	5.57	357.98	2.98	2.79	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:10 AM	9.94	-30.96	0.79	51.95	0.94	20.07	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.36	7094.92	579.65	0.89	0.89	6294.97	0.54	0.09
10:27:09	18.41	95.71	103.51	81.75	91.21	44.52	857.94	7.80	4405.29	46.08	18.17	5.59	359.63	3.01	2.81	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:30 AM	9.94	-30.87	0.79	52.02	0.94	20.08	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.36	7091.68	579.39	0.89	0.89	6285.13	0.54	0.09
10:27:49	18.60	98.79	106.66	83.25	95.29	46.81	861.52	7.87	4405.29	46.08	18.17	5.66	362.42	3.08	2.87	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:10 AM	9.95	-30.71	0.79	52.15	0.94	20.11	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.35	7106.10	580.56	0.89	0.88	6282.64	0.54	0.09
10:28:09	18.78	99.93	108.05	83.81	96.85	47.79	861.59	8.11	4405.29	46.08	18.17	5.69	363.48	3.10	2.90	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:30 AM	9.96	-30.62	0.79	52.22	0.94	20.12	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.35	7100.49	580.11	0.89	0.88	6271.51	0.54	0.09
10:28:49	18.76	102.50	111.14	83.54	98.20	48.38	860.14	8.64	4405.29	46.08	18.17	5.71	364.02	3.12	2.91	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:10 AM	9.97	-30.46	0.79	52.35	0.94	20.15	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.35	7083.37	578.71	0.89	0.88	6252.97	0.54	0.10
10:29:09	18.72	103.91	112.44	84.51	98.80	48.88	861.81	8.53	4405.29	46.08	18.17	5.72	364.81	3.14	2.93	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:30 AM	9.98	-30.37	0.79	52.41	0.94	20.16	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.35	7092.44	579.45	0.89	0.88	6257.08	0.54	0.10
10:29:49	18.87	106.02	114.81	87.53	100.76	50.29	863.74	8.79	4405.29	46.08	18.17	5.77	367.30	3.19	2.97	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:10 AM	9.99	-30.21	0.79	52.55	0.94	20.19	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.34	7094.19	579.59	0.88	0.88	6246.65	0.53	0.10
10:30:09	18.86	107.43	116.01	89.36	101.52	50.72	864.96	8.58	4405.29	46.08	18.17	5.78	368.59	3.22	2.99	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:30 AM	9.99	-30.12	0.79	52.61	0.94	20.20	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.34	7096.90	579.81	0.88	0.88	6243.71	0.53	0.10
10:30:49	19.16	107.43	114.68	93.00	105.21	51.18	867.85	7.25	4405.29	46.08	18.17	5.80	372.26	3.28	3.05	-5.60	65.10	-3.76	-30.64	-0.02	10:00:10 AM	10.00	-29.96	0.80	52.74	0.94	20.23	0.46	0.03	0.63	3821.25	116.14	663.64	0.33	7101.88	580.22	0.88	0.88	6235		

10:30:45	22.97	111.00	116.85	80.21	100.17	39.77	868.54	5.85	4405.29	46.08	18.17	5.58	363.34	3.00	2.80	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	10:00:06 AM	10.00	-29.97	0.78	51.51	0.93	22.14	0.46	0.03	0.63	2292.75	96.64	552.20	0.36	7073.46	577.90	0.89	0.88	6244.60	0.53	0.10
10:31:05	22.87	111.73	118.65	81.52	99.36	40.77	869.83	6.92	4405.29	46.08	18.17	5.60	363.59	3.02	2.82	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	10:00:26 AM	10.01	-29.89	0.78	51.58	0.93	22.15	0.46	0.03	0.62	2292.75	96.64	552.20	0.36	7081.09	578.52	0.89	0.88	6247.62	0.53	0.10

Tabla-E 8.- Datos de la evaluación experimental de concentrador solar con las condiciones de operación 0.20 U/s con dos inserciones de cinta torcida (TT2)

TIME	Coeficiente global de pérdidas de calor											Eficiencia óptica													Coeficiente de transferencia de calor global				Eficiencia global												
	Convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente				Radiación de la cubierta del vidrio hacia el ambiente		Radiación entre el tubo receptor y la cubierta			Pérdidas	Geometría solar						Angulo de incidencia		Área de reducción efectiva		Convección de calor en el interior del absorbedor			Calor útil		Eficiencia global															
	TTVI	TTVE	TAO	IRRADIANCIA	ΔT	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Coeficiente de transferencia		Temperatura promedio del receptor	Coeficiente de transferencia	Declinación solar	Angulo Horario [h]				Altura solar	cos(θ)	θ	Área de pérdida	Factor de forma	ho	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coeficiente de transferencia	Uo	Qu	qu	F'	FR	Qu	h	Ti-Tamb /Gb							
HH:MM:SS	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W/m²	°C	Re	Nu	hw [W/m²K]	hr, c-a [W/m²K]	Tr [K]	hr, r-c [W/m²K]	UL [W/m²K]	° δ	B	E	4(l-lc)+E	Ts	h	sen(α)	α	Al	Af	ho	Re	Nu [Dittus-Boelter]	hfi [W/m²K]	[W/m²K]	W	W/m	W	h	m²·K/W						
10:15:39	23.59	37.95	43.59	36.47	41.34	31.10	800.14	5.65	4405.29	46.08	18.17	5.35	312.05	2.26	2.15	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:00 AM	9.75	-33.75	0.75	48.57	0.93	21.51	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.471	6729.650	549.808	0.914	0.910	6124.196	0.568	0.018
10:16:19	23.71	41.32	48.66	37.72	48.06	29.96	798.33	7.34	4405.29	46.08	18.17	5.33	316.04	2.29	2.17	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:45:40 AM	9.76	-33.58	0.75	48.70	0.93	21.54	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.465	6701.455	547.504	0.913	0.909	6091.190	0.567	0.022
10:16:39	23.82	43.16	51.10	39.17	51.43	30.78	798.64	7.94	4405.29	46.08	18.17	5.35	318.45	2.33	2.21	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:00 AM	9.77	-33.50	0.75	48.77	0.93	21.56	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.458	6696.026	547.061	0.912	0.908	6077.903	0.565	0.024
10:17:19	23.95	47.19	55.16	42.30	55.84	31.81	799.84	7.97	4405.29	46.08	18.17	5.38	322.22	2.38	2.26	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:46:40 AM	9.78	-33.33	0.75	48.90	0.93	21.59	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.448	6692.826	546.800	0.910	0.906	6062.474	0.563	0.029
10:17:39	24.03	49.31	57.40	43.68	57.74	31.66	803.03	8.09	4405.29	46.08	18.17	5.38	323.86	2.40	2.27	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:00 AM	9.78	-33.25	0.75	48.97	0.93	21.60	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.445	6714.019	548.531	0.910	0.905	6077.709	0.562	0.031
10:18:19	24.17	53.29	62.39	46.50	60.76	31.45	802.11	9.10	4405.29	46.08	18.17	5.38	326.78	2.43	2.30	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:47:40 AM	9.79	-33.08	0.76	49.10	0.93	21.63	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.440	6695.532	547.021	0.909	0.904	6053.749	0.560	0.036
10:18:39	24.16	55.31	64.50	48.46	62.99	32.45	805.23	9.19	4405.29	46.08	18.17	5.41	328.88	2.47	2.33	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:00 AM	9.80	-33.00	0.76	49.17	0.93	21.64	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.434	6713.675	548.503	0.907	0.903	6061.946	0.559	0.039
10:19:19	24.13	59.20	67.94	51.04	63.69	33.74	816.04	8.74	4405.29	46.08	18.17	5.44	330.51	2.50	2.36	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:48:40 AM	9.81	-32.83	0.76	49.30	0.93	21.67	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.428	6797.210	555.328	0.906	0.902	6129.483	0.557	0.043
10:19:39	24.09	60.81	69.40	52.40	64.76	33.79	822.39	8.59	4405.29	46.08	18.17	5.44	331.73	2.52	2.38	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:00 AM	9.82	-32.75	0.76	49.36	0.93	21.69	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.426	6845.781	559.296	0.906	0.901	6169.781	0.556	0.045
10:20:19	23.99	64.05	71.60	55.24	66.26	35.10	825.14	7.55	4405.29	46.08	18.17	5.47	333.90	2.56	2.41	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:49:40 AM	9.83	-32.58	0.76	49.49	0.93	21.71	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.419	6858.817	560.361	0.905	0.900	6171.980	0.554	0.049
10:20:39	23.95	65.77	72.18	57.36	67.89	36.06	826.04	6.41	4405.29	46.08	18.17	5.50	335.77	2.59	2.45	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:00 AM	9.83	-32.50	0.76	49.56	0.93	21.73	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.414	6858.189	560.310	0.903	0.899	6163.565	0.553	0.051
10:21:19	23.94	68.96	75.89	60.61	72.51	37.58	831.67	6.93	4405.29	46.08	18.17	5.54	339.71	2.66	2.51	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:40 AM	9.84	-32.33	0.76	49.69	0.93	21.76	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.404	6888.595	562.794	0.901	0.896	6175.588	0.550	0.054
10:21:39	23.99	70.82	77.78	62.35	74.08	37.86	834.79	6.96	4405.29	46.08	18.17	5.55	341.36	2.68	2.53	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:00 AM	9.85	-32.25	0.76	49.76	0.93	21.77	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.401	6907.870	564.368	0.901	0.896	6187.358	0.549	0.056
10:22:19	24.37	74.46	81.40	64.37	75.88	37.72	847.90	6.94	4405.29	46.08	18.17	5.56	343.28	2.71	2.55	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:40 AM	9.86	-32.08	0.76	49.89	0.93	21.80	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.398	7010.937	572.789	0.900	0.895	6274.447	0.548	0.059
10:22:39	24.63	75.89	82.30	66.01	78.42	38.65	851.08	6.42	4405.29	46.08	18.17	5.59	345.37	2.74	2.58	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:00 AM	9.87	-32.00	0.77	49.95	0.93	21.81	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.393	7028.933	574.259	0.899	0.894	6281.763	0.547	0.060
10:23:19	24.66	79.49	84.19	69.02	80.65	38.97	853.01	4.70	4405.29	46.08	18.17	5.60	347.99	2.78	2.61	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:40 AM	9.88	-31.83	0.77	50.08	0.93	21.84	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.388	7032.969	574.589	0.897	0.892	6276.680	0.545	0.064
10:23:39	24.66	81.41	85.16	71.02	82.16	40.24	853.07	3.75	4405.29	46.08	18.17	5.64	349.74	2.82	2.65	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:00 AM	9.88	-31.75	0.77	50.15	0.93	21.85	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.383	7024.519	573.899	0.896	0.891	6260.304	0.543	0.067
10:24:19	24.54	84.81	87.44	73.44	82.52	39.91	853.26	2.63	4405.29	46.08	18.17	5.62	351.13	2.84	2.66	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:40 AM	9.89	-31.58	0.77	50.28	0.93	21.88	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.381	7018.613	573.416	0.896	0.891	6251.826	0.542	0.071
10:24:39	24.49	86.40	89.73	74.80	84.07	41.46	852.11	3.33	4405.29	46.08	18.17	5.66	352.58	2.87	2.70	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:00 AM	9.90	-31.50	0.77	50.34	0.93	21.89	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.376	7000.624	571.946	0.895	0.890	6227.058	0.540	0.073
10:25:19	24.40	89.63	93.05	77.42	87.27	43.56	850.43	3.42	4405.29	46.08	18.17	5.72	355.50	2.94	2.75	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:40 AM	9.91	-31.33	0.77	50.47	0.93	21.92	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.368	6970.235	569.464	0.893	0.887	6185.314	0.538	0.077
10:25:39	24.39	91.19	95.26	78.85	87.99	42.44	850.25	4.08	4405.29	46.08	18.17	5.69	356.57	2.94	2.75	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:00 AM	9.92	-31.25	0.77	50.53	0.93	21.93	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.368	6964.084	568.961	0.893	0.887	6179.820	0.537	0.079
10:26:19	24.45	94.13	98.18	81.40	88.63	41.86	857.84	4.06	4405.29	46.08	18.17	5.68	358.16	2.95	2.77	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:40 AM	9.93	-31.08	0.77	50.66	0.93	21.96	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.367	7020.231	573.548	0.892	0.887	6226.437	0.536	0.081
10:26:39	24.45	95.45	98.60	81.14	89.36	38.79	861.90	3.15	4405.29	46.08	18.17	5.59	358.40	2.92	2.73	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:00 AM	9.93	-31.00	0.77	50.73	0.93	21.97	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.371	7055.333	576.416	0.893	0.888	6265.626	0.537	0.082
10:27:19	24.56	97.71	101.73	84.14	90.91	42.34	864.23	4.02	4405.29	46.08	18.17	5.69	360.68	3.00	2.80	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:40 AM	9.94	-30.83	0.78	50.86	0.93	22.00	0.46	0.03	0.63	3057.00	116.84	667.663	0.362	7060.405	576.830	0.891	0.886	6252.931	0.534	0.085
10:27:39	24.55	99.22	103.44	85.29	93.65	43.89																																			

10:21:03	24.02	67.07	75.85	50.34	62.98	36.99	817.66	8.77	4405.29	4608	18.17	5.53	329.81	2.53	2.39	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:24 AM	9.84	-32.40	0.76	49.64	0.93	21.74	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.423	6807.800	556.193	0.906	0.902	6142.411	0.555	0.053
10:21:23	24.15	68.88	77.32	52.36	62.74	37.99	817.23	8.45	4405.29	4608	18.17	5.56	330.70	2.55	2.41	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:50:44 AM	9.85	-32.31	0.76	49.70	0.93	21.76	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.420	6800.194	555.571	0.905	0.902	6130.475	0.554	0.055
10:22:04	24.18	72.53	80.61	54.07	64.76	38.32	825.27	8.08	4405.29	4608	18.17	5.57	332.56	2.58	2.43	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:25 AM	9.86	-32.14	0.76	49.84	0.93	21.79	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.416	6859.834	560.444	0.904	0.901	6178.234	0.552	0.059
10:22:23	23.99	74.23	81.77	54.52	65.91	38.22	826.01	7.54	4405.29	4608	18.17	5.56	333.37	2.59	2.44	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:51:44 AM	9.86	-32.06	0.76	49.90	0.93	21.80	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.414	6861.917	560.614	0.904	0.900	6178.163	0.551	0.061
10:23:03	23.70	77.50	84.01	57.57	66.99	38.90	823.29	6.51	4405.29	4608	18.17	5.57	335.43	2.62	2.47	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:24 AM	9.87	-31.90	0.77	50.03	0.93	21.83	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.409	6828.612	557.893	0.903	0.899	6140.700	0.550	0.065
10:23:23	23.45	79.19	85.50	58.23	68.92	39.29	826.65	6.31	4405.29	4608	18.17	5.58	336.73	2.64	2.49	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:52:44 AM	9.88	-31.81	0.77	50.09	0.93	21.84	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.406	6850.414	559.674	0.902	0.899	6155.651	0.549	0.067
10:24:03	23.25	82.22	87.42	62.04	71.12	40.55	830.70	5.20	4405.29	4608	18.17	5.61	339.73	2.70	2.54	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:24 AM	9.89	-31.65	0.77	50.22	0.93	21.87	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.399	6870.261	561.296	0.901	0.897	6161.679	0.546	0.071
10:24:23	23.26	83.74	88.50	62.55	73.72	40.62	829.87	4.76	4405.29	4608	18.17	5.61	341.28	2.72	2.56	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:53:44 AM	9.90	-31.56	0.77	50.29	0.93	21.88	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.396	6856.411	560.164	0.900	0.896	6144.687	0.545	0.073
10:25:04	23.68	86.78	89.42	60.09	65.80	39.94	832.17	2.65	4405.29	4608	18.17	5.60	336.10	2.64	2.49	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:25 AM	9.91	-31.39	0.77	50.42	0.93	21.91	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.406	6896.049	563.403	0.902	0.899	6196.669	0.546	0.076
10:25:23	23.85	88.10	91.40	61.27	69.14	40.33	836.17	3.30	4405.29	4608	18.17	5.62	338.35	2.68	2.52	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:54:44 AM	9.91	-31.31	0.77	50.48	0.93	21.92	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.402	6920.861	565.430	0.901	0.898	6211.542	0.545	0.077
10:26:03	24.10	91.00	93.75	61.25	65.56	40.65	837.22	2.75	4405.29	4608	18.17	5.63	336.56	2.66	2.50	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:24 AM	9.92	-31.15	0.77	50.61	0.93	21.95	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.404	6935.666	566.639	0.902	0.898	6229.016	0.545	0.080
10:26:23	24.17	92.27	94.66	58.07	61.88	39.80	839.80	2.39	4405.29	4608	18.17	5.61	333.12	2.60	2.46	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:55:44 AM	9.93	-31.06	0.77	50.68	0.93	21.96	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.412	6970.146	569.456	0.904	0.900	6271.977	0.546	0.081
10:27:03	24.15	94.84	96.92	61.25	70.03	41.11	834.40	2.08	4405.29	4608	18.17	5.65	338.79	2.69	2.53	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:24 AM	9.94	-30.90	0.77	50.80	0.93	21.99	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.400	6901.113	563.816	0.901	0.897	6190.441	0.543	0.085
10:27:23	24.20	96.38	99.17	64.33	75.13	41.96	837.05	2.79	4405.29	4608	18.17	5.67	342.88	2.75	2.59	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:56:44 AM	9.95	-30.81	0.78	50.87	0.93	22.00	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.391	6906.305	564.241	0.899	0.895	6181.142	0.541	0.086
10:28:03	24.23	98.96	101.50	68.25	77.11	43.75	841.69	2.54	4405.29	4608	18.17	5.72	345.83	2.81	2.64	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:24 AM	9.96	-30.65	0.78	51.00	0.93	22.03	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.383	6930.875	566.248	0.897	0.893	6189.659	0.539	0.089
10:28:23	24.28	100.44	103.60	74.23	83.13	45.50	841.78	3.16	4405.29	4608	18.17	5.77	351.83	2.91	2.73	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:57:44 AM	9.96	-30.56	0.78	51.06	0.93	22.04	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.371	6904.509	564.094	0.894	0.890	6143.837	0.536	0.090
10:29:04	24.41	103.73	106.96	81.88	83.42	49.09	844.81	3.23	4405.29	4608	18.17	5.88	355.80	3.01	2.82	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:25 AM	9.97	-30.39	0.78	51.19	0.93	22.07	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.360	6908.441	564.415	0.891	0.887	6125.528	0.532	0.094
10:29:24	24.65	105.06	109.20	79.23	81.02	48.38	847.87	4.14	4405.29	4608	18.17	5.87	353.27	2.97	2.78	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:58:45 AM	9.98	-30.31	0.78	51.26	0.93	22.08	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.364	6946.296	567.508	0.892	0.888	6168.624	0.533	0.095
10:30:04	24.64	107.44	112.59	82.65	89.30	49.54	852.16	5.15	4405.29	4608	18.17	5.90	359.13	3.07	2.87	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:25 AM	9.99	-30.14	0.78	51.38	0.93	22.11	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.354	6953.368	568.086	0.889	0.885	6154.112	0.530	0.097
10:30:24	24.51	108.94	114.61	85.64	91.08	51.30	849.29	5.67	4405.29	4608	18.17	5.95	361.51	3.12	2.91	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	9:59:45 AM	10.00	-30.06	0.78	51.45	0.93	22.12	0.46	0.03	0.63	3821.25	135.38	773.603	0.348	6915.154	564.964	0.888	0.883	6108.154	0.528	0.099
10:31:03	24.32	111.77	116.71	92.35	94.03	53.69	847.62	4.94	4405.29	4608	18.17	6.02	366.34	3.22	3.00	-7.53	60.16	-3.76	-30.64	-0.02	10:00:24 AM	10.01	-29.90	0.78	51.57	0.93	22.15	0.46	0.03	0.62	3821.25	135.38	773.603	0.338	6873.118	561.529	0.885	0.880	6049.657	0.524	0.103

D.- Pruebas estadístico

Anova para el aceite sintético como fluido de trabajo

Al emplear el Anova de dos vías se rechaza la hipótesis nula, que asevera que todas las eficiencias son iguales sin importar el cambio de configuración en el interior del tubo absorbedor. En el análisis estadístico se obtuvieron valores de P menores a 0.05 por lo cual se rechaza la hipótesis nula, aceptando la hipótesis alternativa.

Al igual que en las pruebas con el agua, al ocupar aceite sintético como fluido de trabajo el valor de $F_{0.005,4,246}$ igual a 2.37, muestra que existe una interacción significativa entre los flujos másicos y la cinta torcida en el interior del elemento colector de calor. También, el valor de $F_{0.005,2,246}$ igual a 3.00, demuestra que son significativos los efectos del flujo másico y el turbulador en la variable eficiencia. Los datos experimentales se encuentran en el **anexo E**. El análisis de varianza para el aceite sintético como fluido de trabajo se resume en la tabla D-1. Los estadísticos descriptivos se muestran en la tabla D-2.

Tabla D- 1.- Análisis de varianza de la eficiencia del concentrador de canal parabólico con aceite sintético como como fluido de trabajo en el interior del elemento colecto de calor

Pruebas de efectos inter-sujetos					
Variable dependiente: Eficiencia					
Origen	Tipo III de suma de cuadrados	gl	Media cuadrática	F	Sig.
Intersección	69.282	1	69.282	355914.279	.000
Turbulador	.014	2	.007	36.874	.000*
Flujo	.008	2	.004	19.850	.000*
Turbulador * Flujo	.011	4	.003	13.878	.000*
Error	.048	246	.000		
Total	75.010	255			
Total corregido	.082	254			

Fuente significativa para un $\alpha=0.05$

Tabla D- 2.- E estadísticos descriptivos

Estadísticos descriptivos

Variable dependiente: Eficiencia

Turbuladores en forma de cinta torcida	Flujo Volumétrico en L/min	Media	Desviación estándar	N
Sin inserción de cinta torcida	9.00	.549097	.0127811	31
	12.00	.550375	.0123875	16
	15.00	.550750	.0122011	16
	Total	.549841	.0123592	63
con una sola inserción de cinta torcida	9.00	.526906	.0160711	32
	12.00	.558500	.0136807	32
	15.00	.554156	.0151745	32
	Total	.546521	.0204466	96
Con dos inserciones de cinta torcida	9.00	.529938	.0123051	32
	12.00	.529906	.0149760	32
	15.00	.537656	.0137456	32
	Total	.532500	.0140600	96
Total	9.00	.535168	.0168458	95
	12.00	.545437	.0190355	80
	15.00	.546875	.0158652	80
	Total	.542063	.0180185	255

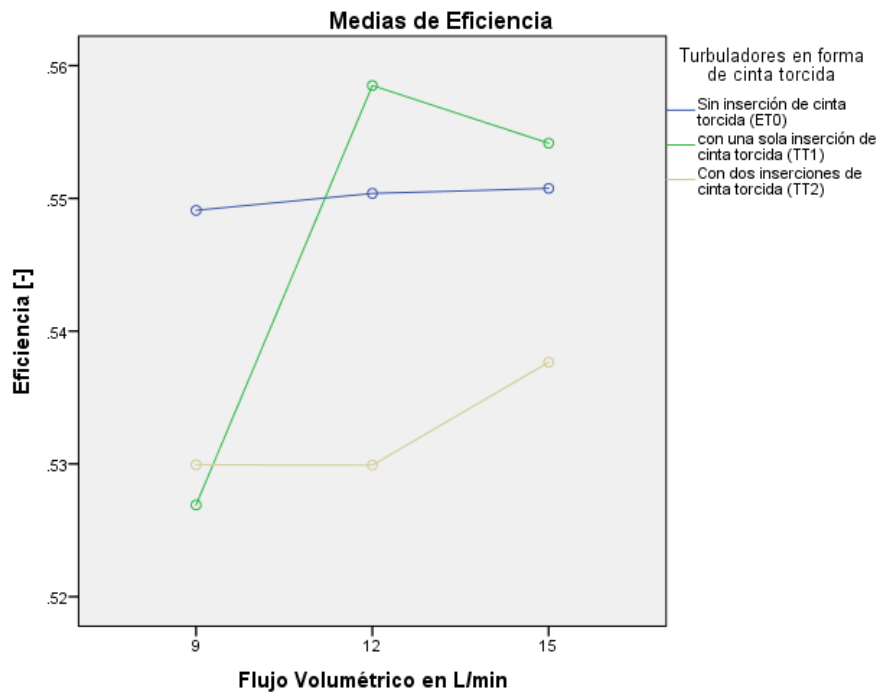


Figura D- 1.- Efecto combinado de los factores sobre la eficiencia-1, HTF aceite sintético

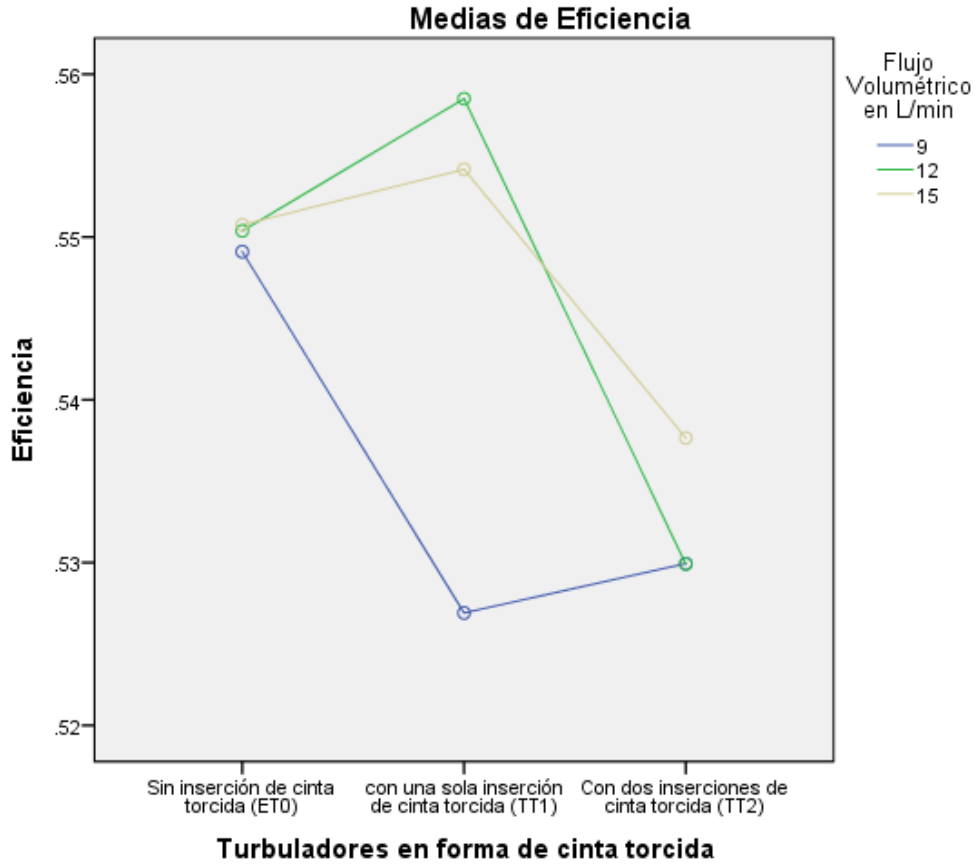


Figura D- 2.- Efecto combinado de los factores sobre la eficiencia-1, HTF aceite sintético

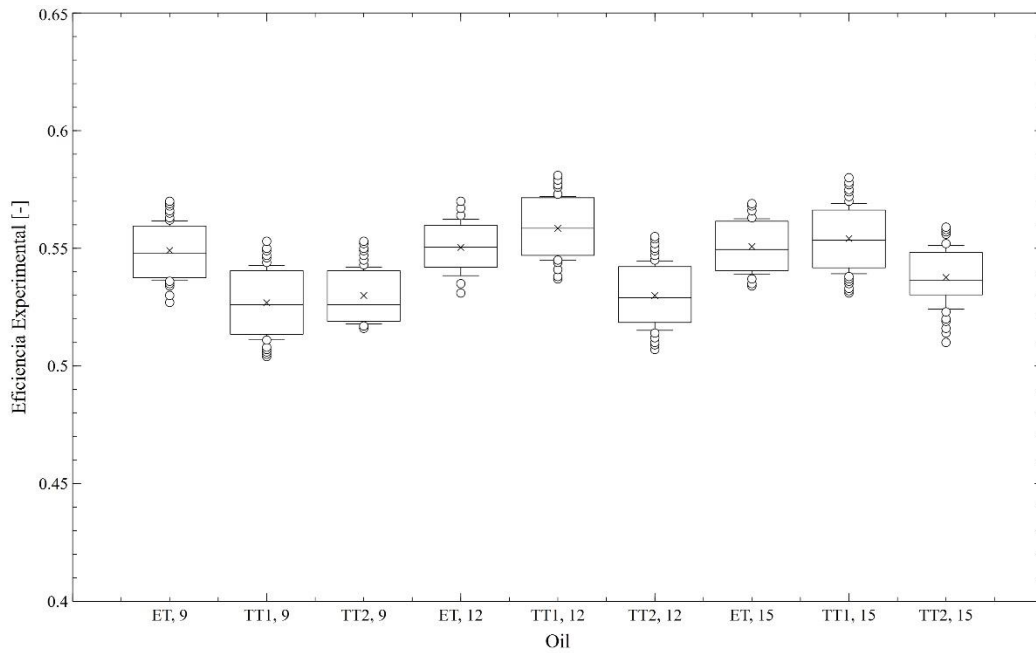


Figura D- 3.- Diagrama de la eficiencia del concentrador a diferentes condiciones del HCE con aceite sintético como fluido de trabajo

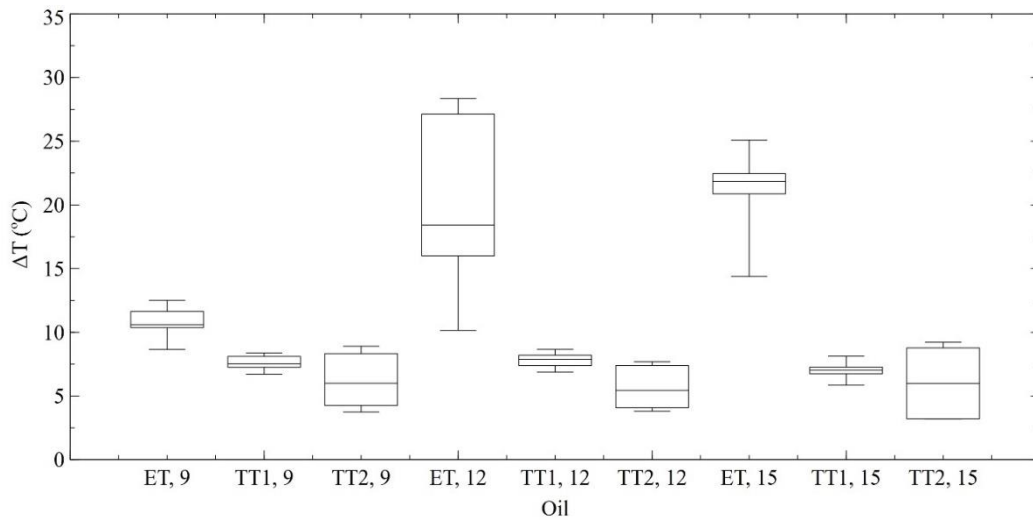


Figura D- 4.- Diagrama de cajas de la ΔT del concentrador a diferentes condiciones del HCE con aceite sintético como fluido de trabajo

Anova para el agua como fluido de trabajo

Al emplear el Anova se obtienen valores de P menores a 0.05, por lo cual se rechaza la hipótesis nula que teoriza que todas las medias de eficiencia son iguales, la hipótesis alternativa planteada es que al menos una de las medias de eficiencia es diferente.

Puesto que $F_{0.005,4,5139}$ es igual a 2.37, se concluye que hay una interacción significativa entre los flujos máxicos y el turbulador en el interior del elemento colector de calor. Además, $F_{0.005,2,5139}$ es igual a 3.00, por lo que los efectos principales de flujo máxico y turbulador también son significativos. Para saber que media es diferente se realiza la prueba de Tukey. El análisis de varianza se resume en la tabla D-3 y la prueba de inter-sujetos en la tabla D-4.

Tabla D- 3.- Análisis de varianza de la eficiencia del concentrador de canal parabólico con agua como fluido de trabajo

Pruebas de efectos inter-sujetos

Variable dependiente: Eficiencia

Origen	Tipo III de suma de			F	Sig.
	cuadrados	gl	Media cuadrática		
Intersección	2279.727	1	2279.727	219571.152	.000
Turbulador	1.765	2	.883	84.998	.000*
Flujo	24.484	2	12.242	1179.108	.000*
Turbulador * Flujo	2.509	4	.627	60.407	.000*

Error	53.356	5139	.010
Total	2361.842	5148	
Total corregido	82.115	5147	

Fuente significativa para un $\alpha=0.05$

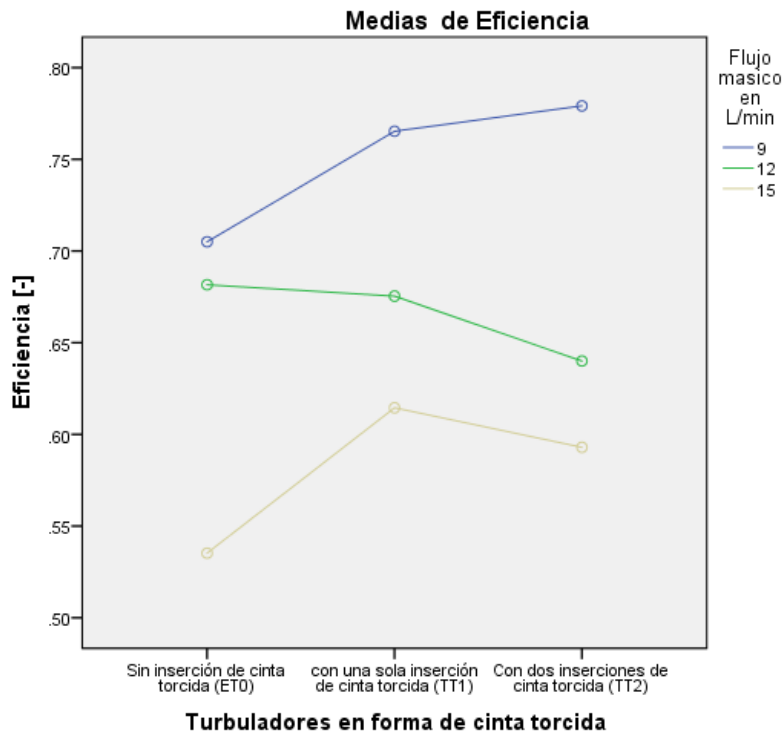


Figura D- 5.- Efecto combinado de los factores sobre la eficiencia-1, HTF agua

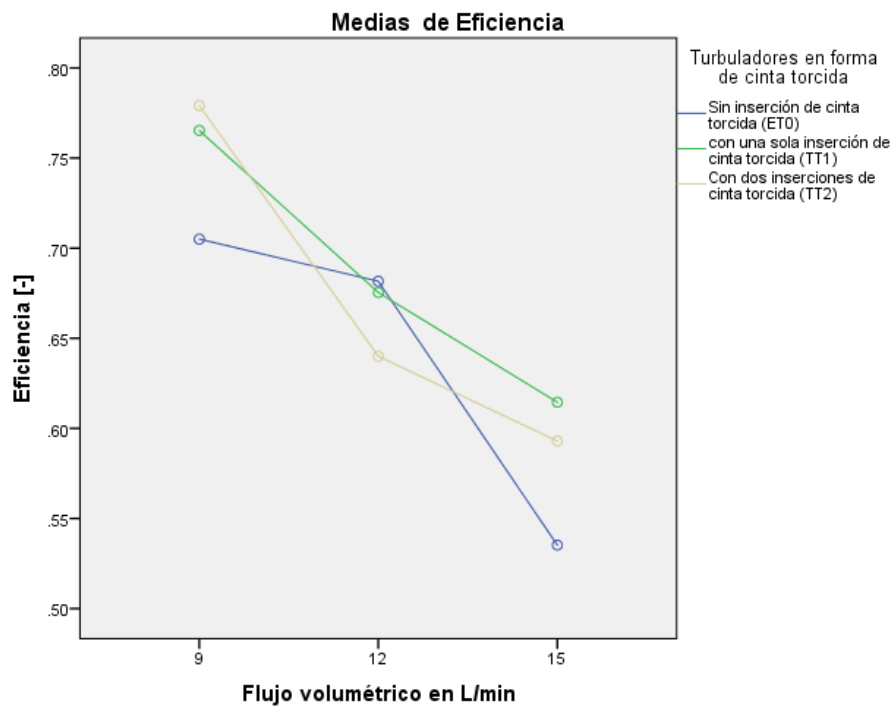


Figura D- 6.- Efecto combinado de los factores sobre la eficiencia-2, HTF agua

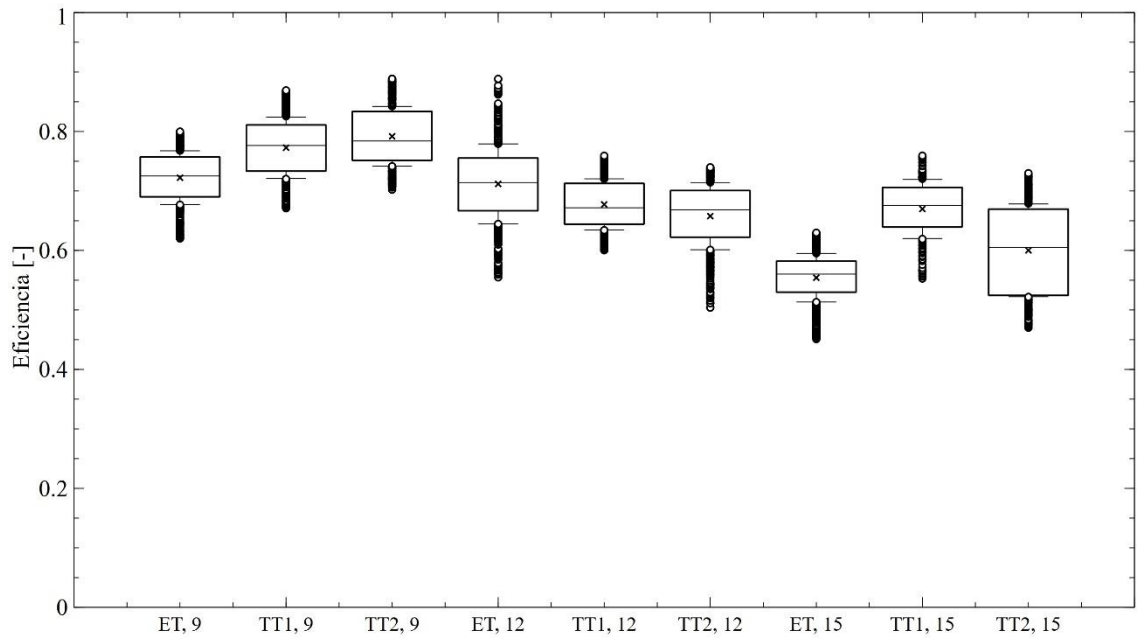


Figura D- 7.- Diagrama de cajas de la eficiencia del concentrador a diferentes condiciones del HCE con agua como fluido de trabajo

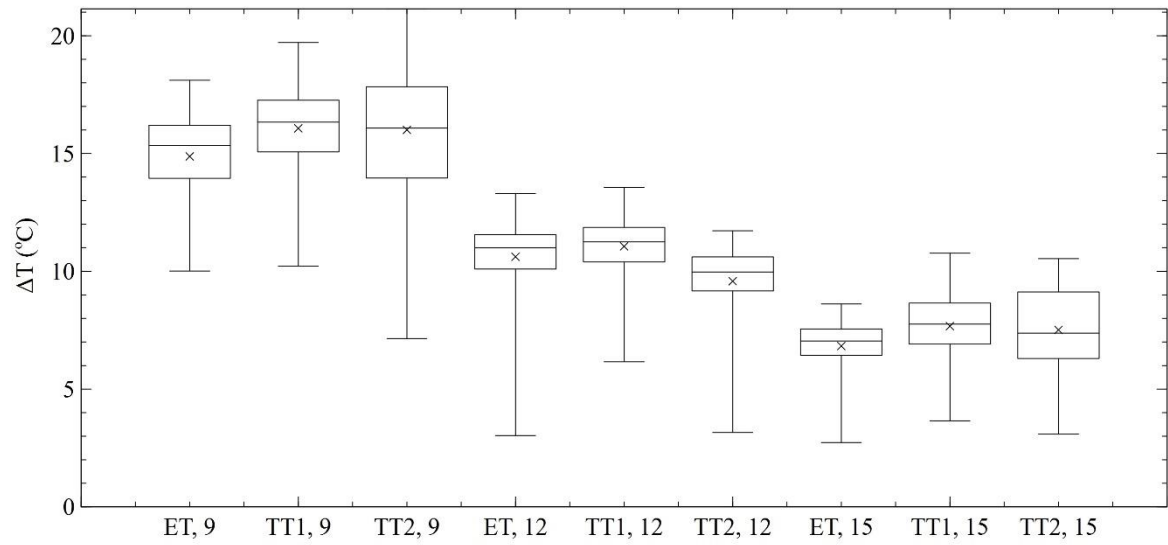


Figura D- 8.- Diagrama de cajas de la ΔT del concentrador a diferentes condiciones del HCE con agua como fluido de trabajo