



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Efecto del precalentamiento solar en la generación
directa de vapor con colectores cilindro
parabólicos

presentada por
Ing. Danier Santizo Díaz

como requisito para la obtención del grado de
**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis
Dr. José Jassón Flores Prieto

Cuernavaca, Morelos, México. Julio de 2020.



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

"2020, Año de Leóns Vicario, Resurrexica Madre de la Patria"

Cuernavaca, Mor., [Redacted]

OFICIO No. DIM/135/2020

Asunto: Aceptación de documento de tesis
CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

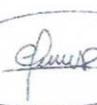
Dr. Gerardo Vicente Guerrero Ramírez
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del Ing. Danier Santizo Díaz con número de control M18CE031, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "Efecto del precalentamiento solar en la generación directa de vapor con colectores cilindro parabólicos" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.


Dr. José Gasón Flores Prieto
Director de tesis


Dra. Sara Lilia Moya Acosta
Revisor 1


Dr. Efraín Simá Moo
Revisor 2


Dr. Carlos Rios Rojas
Revisor 3

C.r.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante
ABO/mrsr

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente, Av. de las Ciencias s/n, C.P. 44100 Toluca, México
ext. 1421 correo: dim@cenidet.edu.mx
www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx





EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

"2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria"

Cuernavaca, Morelos **14/julio/2020**

OFICIO No. SAC/ 214/2020

Asunto: Autorización de impresión de tesis

DANIER SANTIZO DIAZ
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "*Efecto del precalentamiento solar en la generación directa de vapor con colectores cilindro parabólicos*", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

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

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica
"Conocimiento y tecnología al servicio de México"



**CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA**

DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO

C.c.p. M.E. Guadalupe Garrido Rivera. Jefa del Departamento de Servicios Escolares
Expediente
GVGR/CHG



Interior Internado Palmira S/N. Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos.
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4106, e-mail: dir_cenidet@tecnm.mx

www.tecnm.mx | www.cenidet.edu.mx



Dedicatoria

Dedico este trabajo a mis padres y hermanos, por estar siempre presentes en mi vida, y ser mi motivación para superar cualquier obstáculo.

Agradecimientos

Quiero expresar mi gratitud a Dios, quien con su bendición llena siempre mi vida y a toda mi familia por estar siempre presentes.

*Agradezco a mis padres **Osiel Santizo Villatoro y Eldaí Adalila Díaz López**, por el apoyo constante, y por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía.*

*A mi asesor de tesis **Dr. José Jassón Flores Prieto** quien estuvo guiándome académicamente con su experiencia y profesionalismo.*

*A mi comité revisor, **Dra. Sara Lilia Moya Acosta, Dr. Efraín Simá Moó y Dr. Carlos Ríos Roja**, por cada uno de sus comentarios y observaciones para mejorar esta investigación.*

*Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (**CENIDET**) y al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (**CONACyT**) por la oportunidad de poder continuar con mi formación académica.*

*Agradezco a la **Sra. Roció Salazar Ruiz**, por su apoyo incondicional y amistad.*

*A la empresa **Energías Saubere S.A. de C.V.** por permitirme colaborar en el proyecto **CONACYT –BMBF 207368, Integración de Colectores Solares para Generación de Vapor en Procesos Industriales.***

*A mis compañeros y amigos de CENIDET especialmente del **Laboratorio de Energía Solar**, por las críticas constructivas, que ayudaron a mejorar este trabajo de tesis, y aprender de cada uno de ustedes.*

Contenido	Pág.
Lista de Figuras	I
Lista de Tablas	II
Nomenclatura	III
Resumen	V
Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Motivación.....	2
1.2 Estado del arte	4
1.2.1 Calor solar en procesos industriales	4
1.2.2 Sistemas de precalentamiento de agua para calderas	6
1.2.3 Tecnología solar para generación directa de vapor	11
1.2.4 Generación de vapor en tuberías.....	18
1.2.5 Software de simulación.....	22
1.2.6 Conclusiones de la revisión bibliográfica.....	25
1.3 Objetivos.....	26
1.3.1 Objetivo general	26
1.3.2 Objetivos específicos.....	26
1.4 Estructura de la tesis	27
Capítulo 2 Materiales y método	28
2.1 Fundamentos teóricos	29
2.1.1 Mecanismos de transferencia de calor.....	29
2.1.2 Sistemas de captación solar.....	32
2.1.3 Plataforma de simulación.....	37
2.2 Recurso solar, configuración del sistema y cargas térmicas	37
2.2.1 Recurso solar y condiciones climáticas en el lugar de estudio	38
2.2.2 Demanda de calor en la zona de estudio	39
2.3 Configuración del sistema híbrido	41
2.3.1 Configuración general del sistema híbrido.....	42
2.3.2 Sistema de precalentamiento	42
2.3.3 Sistema de generación de vapor directa	45
2.4 Modelos matemáticos	46
2.4.1 Sistema de precalentamiento	46
2.4.2 Sistema de generación de vapor	52
2.5 Modelos de optimización térmica para la construcción de mapas de diseño	54

Capítulo 3 Estrategia de optimización de sistemas	55
3.1 Estrategia de optimización general del sistema híbrido	56
3.2 Plataforma de simulación del sistema generador de vapor	58
3.2.1 Construcción de la plataforma de simulación del sistema de precalentamiento	58
3.2.2 Plataforma de simulación del sistema de generación directa de vapor.....	63
3.2.3 Generación de vapor en tubo absorbedor.....	64
3.3 Verificación de la plataforma de simulación del sistema.....	70
3.3.1 Verificación del sistema de precalentamiento.....	70
3.3.2 Verificación de simulador de generación de vapor	73
3.3.3 Validación de simulador de tubo absorbedor del colector cilindro parabólico.....	74
3.4 Estrategia de construcción de los mapas de diseño del sistema híbrido	76
3.4.1 Construcción del Mapa de Diseño 1	77
3.4.2 Construcción del Mapa de Diseño 2	78
3.4.2 Construcción del Mapa de Diseño 3.....	79
3.5 Optimización de sistema híbrido utilizando los tres mapas de diseño	80
Capítulo 4 Resultados	82
4.1 Mapas de diseño del caso de estudio	83
4.1.1 Mapa de Diseño 1, $(FS \text{ y } GCSA)_{ph}$ vs $(R_u \text{ y } R_v)$	83
4.1.2 Mapa de Diseño 2, $(FS \text{ y } GCSA)_{ph}$ vs (T_o)	84
4.1.3 Mapa de Diseño 3, $(FS_T \text{ y } GCSA_T)_{ph}$ vs (A_{cep}, T_o)	85
4.2 Optimización del caso de estudio	87
4.3 Comparativo con trabajos previos	88
Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros.....	90
5.1 Conclusiones.....	91
5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.....	92
Bibliografía	93

Lista de Figuras

Figura	Descripción	Página
2.1	<i>Concentrador cilindro-parabólico (CCP)</i>	34
2.2	<i>Evaluación del recurso solar</i>	38
2.3	<i>Aportación del producto interno bruto nacional</i>	40
2.4	<i>Perfil de demanda diaria de vapor</i>	41
2.5	<i>Sistema híbrido solar-solar-convencional</i>	42
2.6	<i>Sistemas de precalentamiento</i>	43
2.7	<i>Circuito de captación solar</i>	44
2.8	<i>Circuito de almacenamiento térmico</i>	44
2.9	<i>Circuito de entrega de calor al evaporador</i>	45
2.10	<i>Sistema de generación directa de vapor</i>	45
2.11	<i>Comportamiento térmico del CPP</i>	46
2.12	<i>Comportamiento térmico del intercambiador de calor</i>	49
2.13	<i>Comportamiento térmico del tanque de almacenamiento</i>	51
2.14	<i>Comportamiento térmico del calentador auxiliar</i>	51
2.15	<i>Comportamiento térmico del colector cilindro parabólico</i>	52
2.16	<i>Mecanismos de transferencia de calor del tubo receptor</i>	53
3.1	<i>Metodología general</i>	57
3.2	<i>Primer circuito de captación solar</i>	58
3.3	<i>Integración de almacenamiento térmico</i>	59
3.4	<i>Integración del tercer circuito, entrega de calor al proceso</i>	59
3.5	<i>Sistema de precalentamiento integrado por cada circuito</i>	60
3.6	<i>Perfil de carga</i>	63
3.7	<i>Plataforma del sistema de generación de vapor en TRNSYS</i>	63
3.8	<i>Diagrama de flujo del modelado de generador de vapor</i>	65
3.9	<i>Balance de energía de captación solar</i>	71
3.10	<i>Balance de energía del circuito de almacenamiento térmico</i>	72
3.11	<i>Balance de energía del tercer circuito, integración de calor al proceso</i>	72
3.12	<i>Análisis de sensibilidad en la dirección axial</i>	75

3.13	<i>Perfil de la temperatura del caso 2</i>	75
3.14	<i>Perfil de la temperatura del caso 3</i>	76
3.15	<i>Metodología de construcción del mapa de diseño 1</i>	77
3.16	<i>Metodología de construcción del mapa de diseño 2</i>	78
3.17	<i>Metodología de construcción del mapa de diseño 3 del sistema híbrido</i>	80
3.18	<i>Metodología de optimización del sistema híbrido</i>	81
4.1	<i>Mapas de diseño de sistemas de precalentamiento para cada T_o</i>	84
4.2	<i>Mapa de diseño para cada T_o optimizada</i>	85
4.3	<i>Mapa de diseño 3 del sistema híbrido, variando el A_{ccp} y T_o</i>	86

Lista de Tablas

Tablas	Descripción	Página
2.1	<i>Sectores industriales con alto nivel de calor en los procesos industriales</i>	40
3.1	<i>Características de los componentes del circuito 1</i>	61
3.2	<i>Características del intercambiador 1 (caliente)</i>	61
3.3	<i>Características del intercambiador 1-2</i>	61
3.4	<i>Características de la bomba 2, 3</i>	62
3.5	<i>Características de la bomba 4</i>	62
3.6	<i>Características del intercambiador 2</i>	62
3.7	<i>Características de la bomba hidráulica del sistema de generación de vapor</i>	64
3.8	<i>Características de los colectores cilindros parabólicos</i>	64
3.9	<i>Coeficientes del tubo receptor</i>	67
3.10	<i>Comparación de los datos simulados y reportados del sistema de precalentamiento</i>	73
3.11	<i>Comparación de los datos simulados y el caso de referencia</i>	73
4.1	<i>Optimización del sistema híbrido</i>	87
4.2	<i>Comparación de la FS y GCSA con caso A</i>	88
4.3	<i>Comparación de la FS y GCSA con caso B</i>	89

Nomenclatura

<i>Variable</i>	<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>
ΔT	<i>Diferencia de temperatura</i>	$^{\circ}C$
a_0	<i>Coefficientes de ganancias</i>	<i>Adimensional</i>
a_1	<i>Coefficiente de pérdidas</i>	$W/m^2 * K$
a_2	<i>Factor de corrección</i>	$W/ m^2 * K$
A_{cpp}	<i>Área de colección de placa plana</i>	m^2
C_p	<i>Calor específico constante del fluido de trabajo</i>	$kJ/kg * K$
h	<i>Coefficiente de transferencia de calor</i>	$W/ m^2 * K$
\dot{m}	<i>Flujo másico</i>	kg/h
q	<i>Flujo de calor</i>	kJ/h
Q_U	<i>Energía útil</i>	kJ/h
Q_L	<i>Cantidad de calor perdido a los alrededores</i>	kJ/h
Q_T	<i>Cantidad de energía transferida</i>	kJ/h
Q_{alm}	<i>Cantidad de energía almacenada</i>	kJ/h
Q_{gen}	<i>Cantidad de energía generada por el calentador auxiliar</i>	kJ/h
Q_{abs}	<i>Cantidad de energía absorbida</i>	kJ/h
T_r	<i>Temperatura del tubo evaporador</i>	$^{\circ}C$
T_{mf}	<i>Temperatura media del fluido</i>	$^{\circ}C$
$U_{o,r}$	<i>Coefficiente global de pérdidas de calor</i>	$W/ m^2 * K$
U_L	<i>Coefficiente de transferencia de calor en el tubo</i>	$W/ m^2 * K$
$h_{1ph(i)}$	<i>Coefficiente convectivo fase líquida</i>	$W/ m^2 * K$
$f_{Gni(i)}$	<i>Factor de fricción</i>	<i>Adimensional</i>
Fr	<i>Número de Froude</i>	<i>Adimensional</i>
$\frac{h_{2ph}}{h_l}$	<i>Coefficiente convectivo fase bifásica</i>	$W/ m^2 * K$
\dot{x}	<i>Calidad del vapor</i>	<i>Adimensional</i>
ρ_l, ρ_g	<i>Densidad fase líquida y vapor</i>	kg/ m^3
h_{NB}	<i>Núcleo de ebullición</i>	$W/ m^2 * K$
S	<i>Factor de supresión</i>	<i>Adimensional</i>

<i>E</i>	<i>Factor de corrección</i>	<i>Adimensional</i>
<i>B_o</i>	<i>Número de ebullición</i>	<i>Adimensional</i>
<i>X</i>	<i>Parámetro de Martinelli</i>	<i>Adimensional</i>
<i>P_{red}</i>	<i>Presión reducida del agua</i>	<i>bar</i>
<i>F_e</i>	<i>Flujo evaporado</i>	<i>Adimensional</i>
<i>R_u</i>	<i>Razón de uso</i>	<i>l/ m²-día</i>
<i>R_v</i>	<i>Razón volumétrica</i>	<i>l/ m²-día</i>
<i>T_o</i>	<i>Temperatura de salida sistema de precalentamiento</i>	<i>°C</i>
<i>T_{amb}</i>	<i>Temperatura ambiente</i>	<i>°C</i>
<i>T_{ent}</i>	<i>Temperatura de entrada</i>	<i>°C</i>
<i>T_{max}</i>	<i>Temperatura máxima</i>	<i>°C</i>
<i>RMSE</i>	<i>Raíz del error medio cuadrático</i>	<i>-</i>
<i>FS</i>	<i>Fracción solar</i>	<i>Adimensional</i>
<i>GCSA</i>	<i>Ganancia de calor solar anual por unidad de área</i>	<i>kWh/m²-año</i>

Subíndices

<i>T</i>	<i>Total</i>
<i>p</i>	<i>Precalentamiento</i>
<i>s</i>	<i>Salida</i>
<i>ph</i>	<i>Precalentamiento</i>

Resumen

En este trabajo se presenta el estudio de la fracción solar anual FS , en la generación directa de vapor, utilizando tecnología de concentración cilindro parabólicos, considerando las condiciones de salida de un sistema de precalentamiento solar, con tecnología de placa plana. En el estudio, la tecnología de placa plana se utilizó para el precalentamiento del fluido de trabajo, considerando almacenamiento térmico. La tecnología de concentración contempló tecnología de cilindros parabólicos para la evaporación y el estudio térmico del tubo absorbedor. El estudio térmico simula el proceso de generación directa de vapor para identificar los cambios de la FS y ganancia de calor solar anual $GCSA$ utilizando diferentes temperaturas a la salida del precalentador. El estudio de la FS y $GCSA$ permitió realizar un estudio variacional con la razón de uso, razón de volumen, área de colección y la temperatura de salida del precalentador, lo que permitió construir mapas de diseño, donde se identificó la relación óptima de volumen de almacenamiento térmico, las áreas de captación y la temperatura óptima de precalentamiento.

La plataforma de simulación se construyó en TRNSYS, y se verificó comparando la FS y la $GCSA$ con resultados de trabajos previos, el grado de ajuste se determinó en términos de las diferencias y del $RMSE$. Para el sistema de precalentamiento, el comparativo consideró datos reportados por IEA., (2015), la diferencia de la FS y $GCSA$ fue de 3.0% y 1.55%, respectivamente. En el comparativo del simulador de generación directa de vapor se utilizaron los resultados de Lobón *et al.* (2014) y las pruebas facilitadas del proyecto DISS, el $RMSE$ fue de 2.71 y 2.13°C, respectivamente.

Para el caso de estudio, el sistema intento cubrir una demanda de vapor de 63 *ton/día* a una temperatura de 167°C a una presión de 6.5 bar y un perfil discontinuo de 0 a 24 *h*. El lugar de estudio fue la ciudad de Hermosillo, cuenta con una radiación solar directa y difusa de 1518.2 y 608.16 kWh/m^2 -año respectivamente. Para el diseño del sistema se obtuvo una FS y $GCSA$ de 0.34 y 508 kWh/m^2 -año, respectivamente, con un área de captación total de 10787 m^2 a una temperatura de la salida del precalentador óptima de 80°C. El sistema de precalentamiento aportó una FS de 0.054, con un área de captación de colectores de placa plana de 787 m^2 y un tanque de almacenamiento de 39 m^3 .

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se presenta la motivación, la revisión bibliográfica, y los objetivos del proyecto. La revisión bibliográfica se subdivide en calor solar en procesos industriales, sistemas de precalentamiento de agua para calderas, tecnologías solares para la generación directa de vapor, generación de vapor en tuberías y simuladores.

1.1 Motivación

Hoy en día, la alta demanda energética ha generado problemas relacionados con el abastecimiento y la producción de energía. Del consumo total mundial, los sectores que más consumen son el industrial, que representa el 28.6%, el transporte 27.8% y el residencial 23.2%, SENER., (2014). En la escala mundial el 50% de la demanda de calor se estima en el intervalo de temperatura de 80-240°C, que puede ser suministrada con tecnología solar térmica de baja y mediana temperatura, Schweiger *et al.* (2005) y Tagle *et al.* (2016). La tecnología solar térmica se ha reportado que puede proveer del 3-4% de la demanda de calor del sector industrial, IEA (2009). Considerando el mercado del calor de baja temperatura (<80°C), a la fecha éste tiene un desarrollo considerable, sin embargo, la viabilidad del desarrollo de la industria solar se puede incrementar considerablemente con tecnología de mediana temperatura, la cual se encuentra en una etapa incipiente, Gunjo *et al.* (2017).

De acuerdo con la demanda de calor en México, los sistemas de calentamiento y generación de vapor solar son una alternativa para el suministro, Ramos *et al.* (2013). Sin embargo, la escasez de normalización, métodos y procedimientos para evaluar el desempeño de estos sistemas ha retrasado considerablemente sus aplicaciones, Frein *et al.* (2014). Por lo que la evaluación e implementación de métodos que permitan optimizar estos sistemas, son una alternativa para el buen desarrollo del mercado nacional de calentamiento solar en procesos industriales.

La integración de sistemas híbridos solares se ha venido estudiando como alternativa para disminuir el consumo de energía convencional, permitiendo acoplar el calor solar con la red de distribución de los procesos de calor convencionales como en el textil, químico y farmacéutico, de acuerdo con la IEA/SHC 49. Los estudios se han enfocado en la optimización del rendimiento térmico y estrategias de control en las plantas de calentamiento, utilizando la energía solar para precalentamiento, a los que se han venido denominando, solar híbrido en los procesos industriales, Tian *et al.* (2017).

Por su parte, la integración de tecnología de calentamiento solar de baja con mediana temperatura se ha venido estudiando de manera escasa. Farfán-Caballero (2018) diseñó un sistema acoplando calentamiento solar con placa plana con canal parabólico a una temperatura

fija, de 103°C, para generación de vapor de manera indirecta. Delgado-Romero (2019) diseñó conceptualmente un sistema de calentamiento directo, acoplado precalentamiento con tecnología de placa plana con tecnología Fresnel, considerando una temperatura de entrada fija que se ajustó con la razón de flujo. En el trabajo, se observó que, el desempeño térmico del sistema presenta una sensibilidad considerable con la temperatura de entrada al sistema de calentamiento con tecnología Fresnel. Por lo que se contempla, que es posible mejorar el desempeño de sistemas solares cilindro parabólico, determinando temperaturas adecuadas de precalentamiento, o de tecnología con precalentadores solares con tecnología como la de placa plana.

1.2 Estado del arte

En esta sección se presenta la investigación de diversas fuentes relacionadas con la aplicación de los sistemas de precalentamiento y generación directa de vapor para procesos industriales, utilizando energía solar. El estudio se dividió en trabajos de calor solar en procesos industriales, sistemas de precalentamiento de agua para calderas, tecnologías solares para la generación directa de vapor, generación de vapor en tuberías y software de simulación.

1.2.1 Calor solar en procesos industriales

Schweiger *et al.* (2005) realizaron un informe sobre el potencial de calor industrial solar en España y Portugal. El porcentaje de demanda de calor para mediana temperatura es muy alto para la industria de comida ocupando el 66%, la industria química 58%, y la industria textil 30%. El rango de temperaturas en el proceso industrial lácteo se encuentra en intervalo de 62-85°C, para la pasteurización y 130-150°C para la esterilización, consumiendo el 23% de la energía en la industria. La industria textil ocupa una temperatura de 100°C para calentamiento de baños líquidos para lavado, y para el proceso de secado utilizando aire caliente con 140 a 220°C consumiendo 507 *GWh*. La industria auxiliar para el sector automovilístico ocupa para la fabricación de neumáticos una presión alta de vapor de 20-25 bar para el tratamiento de goma. La industria de papel consume 284 *TWh* para el proceso de cocción, el licor blanqueador y los chips, que se compactan a una presión de 10 bar a una temperatura de 180°C. Los sistemas de captación solar implementados en los procesos de calor son los colectores de placa que alcanzan buenas eficiencias con temperaturas de hasta 100°C y los colectores cilindro-parabólico con temperaturas de 50-300°C. La demanda energética actual en la UE para temperaturas medias y altas (80 - 250°C) se puede estimar alrededor de 300 *TWh*. Los autores mencionaron que más allá de las aplicaciones de baja temperatura existen varios campos de aplicación potenciales para la energía solar térmica en los procesos industriales para producción de calor, acondicionamiento, secado solar, destilación y desalinización.

IEA-ETSAP (2015) realizaron un informe técnico de los tipos de tecnologías térmicas solares útiles para el calor de procesos industriales. Primero explicaron el potencial y las barreras que estas tecnologías térmicas solares presentan resaltando que sus áreas de oportunidad se encuentran en el sector alimenticio, bebidas, textiles, químicos y de transporte. Identificaron que

las barreras más representativas son los costos iniciales. Posteriormente explicaron los tipos de colectores solares. Los colectores de baja temperatura son aquellos menores a 150°C entre los que se encuentran los de placa plana y tubos de vacío usados mayormente para calentamiento de agua. Los colectores de mediana temperatura los identificaron en el intervalo de 150 a 400°C que se utilizan mayormente para procesos industriales, siendo estos los cilindros parabólicos, discos parabólicos y líneas Fresnel. Finalmente, mencionaron algunos parámetros a considerar para la selección de un colector solar, tales como la temperatura de funcionamiento, eficiencia térmica, rendimiento energético, costo y espacio ocupado. Concluyeron que el potencial en el mercado es muy amplio para procesos industriales en un intervalo de temperaturas que van desde los 150 a 400°C .

Tagle *et al.* (2016) realizaron un estudio de la aplicación de la tecnología de colectores solares cilindro parabólico *CSCP*, en dos industrias de alimentos. El estudio consideró un modelo computacional de la transferencia de calor por medio de resistencias térmicas en estado estable para determinar la eficiencia térmica del *CSCP*. El primer sistema en Morelia, Michoacán, para una fábrica de alimentos de pollos que consume 105 kg/día de gas a una temperatura de 150°C , con una demanda de vapor de 12150 l/día . El segundo sistema en San Miguel, Sinaloa, para una fábrica de alimentos de camarón, que consume 11000 l/día de agua a 80°C , y 19800 l/mes usando gasolina. La integración del sistema solar con *CSCP*, el sistema en Morelia suministra agua a 85°C con 140 kW y una eficiencia neta media del 58% . Para San Miguel, Sinaloa, el sistema suministró agua a 90°C con una potencia de 103 kW y una eficiencia térmica neta media de 57% . Los autores concluyen que la tecnología solar con *CSCP*, puede proporcionar más del 50% de la demanda de calor y reducir el consumo energético convencional, con temperaturas de 80 a 150°C .

En esta sección, se identificaron los principales sectores donde más se consume energía, siendo estos la industria química, textil y comida. En los procesos industriales, la demanda de calor se encuentra en los $60\text{-}85^{\circ}\text{C}$ para baja temperatura y $85\text{-}300^{\circ}\text{C}$ para mediana temperatura Schweiger *et al.* (2005). La tecnología solar utilizada para cubrir la demanda de baja temperatura son la tecnología de placa plana, tubos de vacío y para lo de mediana temperatura los cilindros parabólicos, discos parabólicos y Fresnel, IEA-ETSAP (2015). La tecnología solar de baja

temperatura puede suministrar el 50% de la demanda total en los procesos industriales en el intervalo de 60-85°C, Tagle *et al.* (2016).

1.2.2 Sistemas de precalentamiento de agua para calderas

Hobbi y Siddiqui (2009) realizaron un diseño óptimo de circulación forzada para un sistema de calentamiento solar de agua para una residencia en un clima frío usando TRNSYS en Montreal, Canadá. La optimización del sistema se realizó en términos de la fracción solar, realizando un análisis variacional, considerando la razón de uso en *l/día*, el área de colección, tipo de fluido, y volumen del tanque de almacenamiento. El consumo de agua promedio fue de 246 *l/día*, un perfil de carga cíclica Rand, temperatura entrada de 4 a 12°C, una mezcla de 40% de agua glicol y una demanda de agua caliente a 60°C. El volumen del tanque fue determinado en relación con el área de colección, de 65 *l/m²* con un coeficiente de pérdida de calor de 3 *kJ/hm²*, calor específico de 3.8 *kJ/kg°C*. El caudal másico fue determinado en relación del área de colección igual a 30 *kg/hm²*, el área de colección óptima fue de 6 *m²* suministrando el 83-93% de la demanda de mayo a septiembre y 30-68% en octubre a febrero, dando una fracción solar anual del 68% de la demanda de agua caliente. La Fracción solar puede aumentar o disminuir dependiendo del caudal de tasa de flujo del colector, la incorporación de componentes adicionales, el tipo de fluido, el recurso solar y el diseño del sistema, proporcionando 68% de eficiencia.

Frein *et al.* (2014) implementaron una planta termo-solar de 1000 *m²* en el proceso de teñido, para suministrar agua caliente a 60°C, en las instalaciones industriales de Benetton en Túnez. Los autores, realizaron un análisis mediante un modelo estático basado en el alto consumo de energía en términos de la fracción solar, y rendimiento real del sistema de recuperación de calor utilizando TRNSYS. En el estudio, propusieron tres configuraciones diferentes de sistemas, la primera compuesta de un colector de placa plana conectado a un tanque mediante un intercambiador de calor, conectando la salida del tanque directamente al proceso. En la segunda configuración se implementaron dos intercambiadores de calor, el primero se conectó entre el colector y el termo tanque, el segundo entre el tanque y el proceso. La tercera configuración, el colector se conectó al tanque de manera directa con un intercambiador de calor entre la salida del tanque y el proceso, cambiando el fluido de trabajo del colector de una combinación

agua/glicol a agua común. La primera configuración propuesta mostró los mejores resultados, considerando un área total de captación de 955 m^2 , conectado a un intercambiador de calor de placas de capacidad de 500 kW y un termotanque de 30 m^3 . La fracción solar para este sistema fue del 80% con un calor suministrado de 803 kWh/año . Los autores mencionaron que la eficiencia del sistema en términos de fracción solar depende de la configuración y componentes que lo integran, el recurso solar, el tipo de fluido y área de colección. En el estudio se observó que la implementación del almacenamiento térmico en los procesos es una buena opción para incrementar la eficiencia de los sistemas hasta un 80%.

Rangababu *et al.* (2015) realizaron un análisis numérico y termodinámico utilizando Al_2O_3 -agua y CuO -agua de nanofluido en los colectores de placa plana como fluido de trabajo. El análisis numérico se evaluó en términos de eficiencia y temperatura de salida del colector de placa plana desarrollado en CFD ANSYS FLUENT 14. El análisis termodinámico consideró el cálculo del coeficiente global de pérdidas de calor y el modelado del coeficiente de transferencia de calor convectiva utilizando la correlación de Gnielinski. La correlación empleó el número de Reynolds y Prandtl, y las propiedades termo-físicas del nanofluido se calcularon con la correlación de Pak y Cho. El modelo fue validado considerando una Irradiación solar de 782.48 W/m^2 , una temperatura ambiente de 295 K y una velocidad del viento de 1.4 m/s . Los resultados muestran que el nano-fluido CuO exhibe más coeficiente convectivo que el Al_2O_3 , debido a la conductividad térmica, obteniendo un incremento de eficiencia del 22% más que Al_2O_3 y una desviación de temperatura del 30%. La eficiencia y temperatura del colector depende del fluido de trabajo y las condiciones climáticas, considerando la cantidad de flujo utilizado.

Horta (2016) realizaron un estudio sobre la tecnología disponible, herramientas de comparación técnico - económica, operación y recomendación de estandarización de los colectores para calor de proceso en concordancia con la IEA/SHC T49. En el estudio se realizó un intercambio de información sobre el desarrollo de nuevas tecnologías y enfoques, como son los colectores de tubos evacuados, placa plana y cilindros parabólicos, para el desarrollo de nuevos recubrimientos, y mejoramientos de las propiedades físicas de los materiales. También, en el estudio se realizó el análisis de diferentes herramientas y enfoques de cálculos de rendimiento

del colector, en forma de nomogramas que dependen de los parámetros meteorológicos, geográficos, día y año referencia. La herramienta *ScenoCalc* fue utilizada para el análisis, utilizado en la certificación de los colectores solares. El estudio incluyó la discusión de los mecanismos de autoprotección de los colectores, sobrecalentamiento, congelamiento y cargas de viento. La medición del IAM incluyó un primer enfoque para la clasificación de las herramientas *Ray-Trace* y una prueba de *Round-Robin* basadas en las simulaciones ópticas. El estudio de la tecnología alternativa permite la identificación de puntos a seguir con el objetivo de apoyar el desarrollo, la mejora y la fiabilidad de las tecnologías de captación solar de procesos.

Gunjo *et al.* (2017) modelaron un sistema de calentamiento solar con colectores de placa plana bajo condiciones de estado estable utilizando CFD. El modelo predijo la temperatura de la placa de absorción utilizando cobre y aluminio, la temperatura del agua de salida y la eficiencia del sistema. El modelo solucionó las ecuaciones de continuidad, momentum y energía, para el cálculo de la temperatura de la placa y la transferencia de calor. Los parámetros de entrada para el modelo computacional fueron; la radiación solar 928 W/m^2 , temperatura ambiente de 28°C , temperatura de entrada y flujo másico 0.0125 kg/s . El modelo fue validado con datos medidos, obteniendo un error relativo entre lo experimental y simulado de 5.2% para la temperatura de salida, 2% para la superficie de la placa absorbadora y una eficiencia del 59%. La eficiencia del sistema disminuyó 2% utilizando aluminio como material de la placa comparado con el cobre. Los autores mencionan que la eficiencia del colector depende del tipo de material, condiciones climatológicas, temperatura de entrada y el flujo másico.

Barrera (2017) diseñó un sistema de captación solar de mediana temperatura para precalentamiento de agua, cumpliendo una demanda de $25 \text{ m}^3/\text{día}$ de agua tratada a una temperatura de 90°C para las ciudades de México, Toluca y Monterrey. Para el diseño del sistema, consideraron el recurso solar y el potencial industrial existente de cada ciudad. El diseño del sistema se realizó con análisis variacional, considerando la variación del flujo másico, las razones de uso y volumétricas, en términos de la fracción solar FS y ganancia de calor solar $GCSA$. Con las simulaciones se construyeron gráficas que relacionan la razón volumétrica y la razón de uso, con la FS y $GCSA$. En los resultados se observó que la aplicación del sistema de

calentamiento solar propuesta en la Ciudad de México, Toluca de Lerdo y Monterrey da una *FS* de 0.45, 0.42 y 0.49; y *GCSA* de 976.8, 897.3 y 1049.3 kWh/m^2 -año respectivamente. El diseño, recurso solar, y potencial industrial en México, es una buena opción para la implementación de sistemas de precalentamientos a $90^{\circ}C$, optimizando el sistema con análisis variacional, en términos de la fracción solar.

Tian *et al.* (2017) estudiaron el rendimiento térmico anual de una planta de calentamiento solar híbrido con colectores de placa plana *CPP*, y captadores cilindros parabólicos *CSCP*, en Taars, Dinamarca. El campo solar se integró de un área de colección de 5960 y 4039 m^2 de *CPP* y *CSCP*, respectivamente, para 850 edificios y 1900 consumidores. El sistema híbrido se simuló en TRNSYS, y se validó con datos del primer año de operación 2015-2016, utilizando agua como fluido de transferencia de calor en *CSCP*. El sistema se evaluó en términos del rendimiento térmico y fracción solar anual. La radiación global en la superficie horizontal fue $980 kWh/m^2$, para una demanda de 18 460 *MWh*. El rendimiento térmico total anual, medido y simulado del campo de *CPP*, fue de 2670 *MWh*, y para los *CSCP*, fueron de 1450 y 1981 *MWh*, con enfoque y desenfoque, respectivamente. La fracción solar anual de la planta de calentamiento solar fue de 0.25. Los autores mencionan que un nuevo diseño de hibridación para plantas de energía solar híbridas utilizando captadores planos y cilindros parabólicos, pueden obtener fracciones solar de 0.22, esto dependiendo de las condiciones del lugar de estudio.

Farfán-Caballero (2018) presentó la integración de un sistema híbrido para la producción indirecta de vapor solar-solar, con tecnología de colectores cilindro parabólico *CSCP*, y colectores de placa plana *CPP*, para la ciudad de Hermosillo-México. El caso de estudio se consideraron las condiciones climáticas con una radiación directa y difusa de 1555.6, 569.4 kWh/m^2 -año, respectivamente, con una demanda de vapor de 30.4 $m^3/día$, a una presión de 36 bar. La integración del sistema se midió en términos de la fracción solar y energía útil para cada sistema, así como también la optimización. La fracción solar y la energía útil se optimizaron considerando la relación de volumen de almacenamiento térmico y las áreas de colectores solares, construyendo nomogramas para identificar la relación óptima. Para el caso de Hermosillo-México el diseño optimizado para el área de colección de *CPP* fue de 250 m^2 y 200 m^2 para el área de los *CSCP*, con volúmenes de tanque de almacenamiento térmico de 5.0 m^3 y

4.0 m^3 respectivamente. La fracción solar y la energía útil del sistema de *CSCP* fueron de 0.8 y 1206 kWh/m^2 -año y para los *CSPP* fue 0.5 y 1591 kWh/m^2 -año respectivamente a una temperatura de 250°C a 36 bar. El dimensionamiento del sistema se optimiza por medio de las razones de uso y razones volumétricas del sistema, en términos de la fracción solar, y ganancia de calor solar anual.

Arcos-Adame (2018) realizó el dimensionamiento de sistemas de precalentamiento de agua para calderas con almacenamiento térmico, utilizando tecnología de captación solar de tubos evacuados. La optimización del sistema se realizó considerando el análisis variacional, en términos de la fracción solar y la ganancia de calor solar, tomando en cuenta, la razón de uso y razón volumétrica, para 12 ciudades de México. También consideró la elaboración de mapas de diseño de la simulación del comportamiento térmico y los beneficios económicos. Las ciudades que presentaron el mejor desempeño del sistema están ubicadas en un clima cálido seco (1023 a 1235 kWh/m^2 -año) y muy seco (1126 a 1239 kWh/m^2 -año) con fracciones solares en el intervalo de 0.58 a 0.70. Los mapas de diseño permiten optimizar térmica y económicamente los sistemas de calentamiento solar considerando la razón de uso y razón volumétrica en términos de la fracción solar y ganancia de calor solar anual.

Cruz-Piñuelas (2019) desarrolló una herramienta gráfica para identificar los cambios en el desempeño térmico de un sistema de calentamiento solar con colectores de placa plana y almacenamiento térmico. La herramienta gráfica permitió identificar la fracción solar FS y la ganancia de calor solar anual $GCSA$, para distintos perfiles de carga, utilizando la razón de uso y razón volumétrica que minimizan el área y el volumen del tanque. La herramienta gráfica se ejemplificó para la ciudad de Guaymas-Sonora para una demanda de 18 m^3 de agua a 90°C. El estudio consideró tres configuraciones de carga, con 24 perfiles de carga continuos cada una, con ocho razones de uso y tres razones volumétricas. Las configuraciones de carga fueron al inicio al amanecer, el centrado al medio día, y al término al anochecer. En los tres casos, los mejores resultados de fracción solar $F-S$ y de $GCSA$, fueron para la R_v de 50 l/m^2 y R_u de 100 l/m^2 -día. La configuración de centrado al medio día presentó los mayores valores de $F-S$ y $GCSA$, con 0.62 y 1580 kWh/m^2 -año, respectivamente. Los resultados para las tres

configuraciones muestran que, a menor R_u se obtiene una mayor $F-S$ y de lo contrario la $GCSA$ son mayores con altos valores de R_u .

El intervalo de temperatura para los sistemas de precalentamiento se encuentra entre los 60 a 90°C, según un estudio realizado por Hobbi y Siddiqui (2009). Los sistemas de captación solar pueden proporcionar una fracción solar de 80%, esto dependiendo de la configuración del sistema y las condiciones de trabajo, Frein *et al.* (2014). Los sistemas de precalentamiento solar se optimizan por medio del análisis variacional, Farfán (2018), Arcos (2018) y Cruz (2019).

1.2.3 Tecnología solar para generación directa de vapor

Odeh *et al.* (1998) desarrollaron un modelo hidrodinámico para evaluar la distribución de patrón de flujo y la caída de presión en un colector solar cilindro parabólico $CSCP$, con generación directa de vapor GDV . El modelo hidrodinámico fue acoplado con un modelo térmico con el objetivo de comparar los $CSCP$ con GDV y $CSCP$ que utilizan como fluido caloportador el aceite. El modelo mostró que la caída de presión del colector con GDV es el 50% de la caída de presión del colector a base de aceite. También, el modelo mostró menor probabilidad de desarrollar un flujo estratificado e intermitente en el tubo inclinado. Sin embargo, el colector horizontal, mostró un aumento de flujo estratificado con una baja radiación. Los autores mencionaron que las condiciones de funcionamiento tales como, presiones, temperatura de entrada, flujos volumétricos se deben seleccionar siendo posible evitar los altos gradientes de temperatura en la pared del tubo, causado por el flujo estratificado e intermitente.

Zarza *et al.* (2004) presentaron el diseño conceptual de la primera planta de energía solar, que utiliza generación directa de vapor GDV , con colectores solares cilíndrico-parabólicos $CSCP$. El diseño de la planta fue modelado termo-hidráulicamente. Las condiciones de entrada fueron; temperatura de entrada y presión de 153°C/80 bar y de salida a 411°C/69 bar como vapor sobrecalentado con un flujo nominal de agua de 1.42 kg/s. Simularon el campo solar con tres formas de diseño, A1) un sólo paso, esto consiste en precalentar el fluido de trabajo, evaporarse y convertirla en vapor sobrecalentado desde la entrada del colector hasta la salida del campo. Este concepto es el menos complejo y requiere menor inversión, pero el principal problema es el control. A2) recirculación, consiste en inyectar agua en diferentes puntos del campo de

colección, la complejidad y costo han provocado se descarte en nuevos desarrollos. A3) recirculación, consiste en separar agua/vapor instalado al final del campo solar, la cantidad de agua separada es conducida a la entrada del campo para ser evaporada. Los resultados mostraron para el modo de recirculación, una desviación máxima de 4.2°C con los datos reportados. El de un sólo paso mostró una desviación de 11°C , y cuando la radiación disminuye se tiene una desviación de 16°C . Ambos casos se programaron con un control PI, que permite la adecuación de las condiciones de entrada cuando la radiación disminuye. Las nuevas formas de diseño ayudan a la investigación a enfocarse en las mejoras de los sistemas de generación de vapor.

Valenzuela *et al.* (2005) describieron los conceptos de control para la generación directa de vapor con tecnología cilindro parabólico, en la Plataforma Solar de Almería. El sistema de control utilizado fue para la generación de vapor en modo de recirculación y de paso directo. El esquema de control utilizado para el modo de recirculación fue el Proporcional-Integral-Derivada (PI/PID) y el PI para el de paso directo. El control del modo de inyección y paso directo, fueron obtenidas aplicando un balance de energía en estado estable, regulando la apertura de la válvula, para obtener un mejor control de la temperatura salida. Para el cálculo se consideran la irradiancia solar efectiva, el IAM y el coeficiente de pérdidas térmicas. Los controles se programaron utilizando el sistema de SCADA instalado en la planta DISS para el monitoreo y control. Las condiciones de trabajo fueron 100 bar, a 400°C de vapor de salida. La desviación máxima para el caso de recirculación fue del 1.2% y para el de paso directo fue de 2.9 % para la presión y temperatura. Una estrategia de control en el proceso de generación de vapor evita las perturbaciones producidas por la radiación solar o las condiciones de entrada al proceso.

Bayón *et al.* (2010) realizaron un estudio experimental del comportamiento de almacenamiento térmico de calor latente de 100 kWh con vapor producido de una instalación de ensayo de colectores cilindro parabólicos de la Plataforma Solar de Almería España PSA. El prototipo de almacenamiento de 2100 kg de material de cambio de fase con un punto de fusión de 221°C y calor de fusión latente de aproximadamente 100 kJ/kg. Las condiciones de entrada fueron flujo másico de 0.080 kg/s, vapor saturado a 235°C y en descarga a 200°C agua saturada. Evaluaron el rendimiento térmico del prototipo de almacenamiento de energía térmica TES, para conocer

la calidad del vapor del fluido de transferencia de calor, determinando su entalpía y aplicando un balance de energía con datos experimentales. Presentando un aumento de la calidad de vapor a los 45 minutos debido a que el material de cambio de fase que puede ser fundido/congelado homogéneamente es de alrededor de 1150 kg, con una cantidad de energía máxima suministrada de 40 kWh, por lo tanto, la potencia media resultante de diseño es de 50 kW. Observaron que la energía correspondiente a la masa del material de cambio de fase de 1150 kg es aproximadamente 40 a 50 kWh, obtenida de las mediciones experimentales y la energía correspondiente al material de cambio de fase de 2100 kg es de 70 kWh. Para el rendimiento térmico de almacenamiento de energía, es necesario conocer la calidad del vapor, aplicando balances de energía y determinando la entalpía.

Alguacil *et al.* (2014) construyeron, operaron y evaluaron un sistema demostrativo de generación directa de vapor solar, con tecnología cilindro-parabólico de 8 MWh, con un área de captación de 800 m², en Sanlúcar la Mayor, Sevilla, España. Las condiciones de trabajo fueron una presión de 85 bar y una temperatura de salida de 450°C. La evaluación del proyecto se dividió en dos etapas, la primera en la generación directa de vapor a una temperatura de salida de 450°C y la segunda etapa a 550°C. En la evaluación se implementaron estrategias de control que garantizaron la estabilidad del sistema bajo condiciones transitorias de radiación. Esta estrategia garantizó un flujo másico mínimo en los tubos receptores instalados en el evaporador y el campo solar de sobrecalentado. En la evaluación de la segunda etapa bajo condiciones transitorias, se observó que la posibilidad de un vapor estratificado deteriora la distribución de enfriamiento de la pared interna del evaporador y un enfriamiento deficiente de la pared del sobrecalentado. La consecuencia de esto es la distribución irregular de la temperatura radial que puede causar el pandeo o deformación del tubo receptor. En el estudio se observó que considerar una estrategia de control, garantiza la estabilidad del sistema bajo condiciones transitorias de radiación, evitando un sobrecalentamiento y deformaciones en el tubo receptor con temperaturas.

Ramos *et al.* (2014-a) realizaron una evaluación del potencial en México para las aplicaciones de calor solar en los procesos de micro y pequeñas industrias de alimentos y textiles. En el estudio se observó que los procesos de calor están utilizando el 68% del consumo total de

energía, en forma de energía térmica. Los procesos utilizan agua, vapor de baja y media presión, principalmente a temperaturas de 60-180°C. Los colectores cilindro-parabólicos, son una alternativa para pequeñas instalaciones, que van desde varios metros cuadrados a una energía térmica útil de cien metros cuadrados, para actividades productivas. En este trabajo, se observó que, en México, la generación de vapor de mediana temperatura es una opción viable para la implementación de estos sistemas a microempresas, supliendo la demanda.

Ramos *et al.* (2014-b) desarrollaron cuatro prototipos de prueba que instalaron y probaron en diferentes lugares de México, evaluando la demanda energética y la eficiencia térmica. Los autores dividieron su investigación en tres generaciones de prototipos, en la primera obtuvieron como resultado una mayor demanda de energía en lugares específicos, en la segunda descubrieron que al aumentar la apertura del colector también aumenta la eficiencia. En la tercera generación implementaron un seguidor solar y aumentaron las dimensiones, con lo que observaron la producción de vapor y lograron cumplir la demanda en una empresa de lavado de ropa y en otra para uso en regaderas para baños. En este trabajo se observó que en México la generación de vapor de forma directa mediante dispositivos de concentración solar es factible.

Valenzuela, Saynes y Moya (2016) realizaron un estudio termo-hidráulico numérico de una fila tipo de captadores solares cilindros parabólicos en la generación directa de vapor con la configuración de un solo paso. El estudio se realizó utilizando *RELAP5/MOD3*, validando el caso de estudio con Lobón *et al.* (2014). El estudio consideró un análisis del comportamiento del sistema bajo condiciones nominales (70 bar y 723 K), y un análisis de sensibilidad de la temperatura del agua de alimentación (380, 400, 423, 440 y 460 K) y el diámetro interno del tubo absorbedor (50 y 61 mm). Se encontró una relación en el incremento de la temperatura de alimentación y el desplazamiento de la región de evaporación y sobrecalentamiento, el desplazamiento fue de 22 m para los saltos de temperatura considerados, permaneciendo constante la longitud de evaporación. Para la tubería de 50 mm de diámetro interior se observa la presencia de seis tipos de patrones de flujo a lo largo del receptor. Para el diámetro de 61 mm se presentan sólo tres patrones e iniciando prácticamente en las mismas posiciones a lo largo del receptor. En este estudio, se observó que las condiciones de entrada al proceso de generación de

vapor influyen en el rendimiento del sistema, en el cambio de fase a la evaporación y sobrecalentamiento.

Fernández *et al.* (2014) analizaron tres configuraciones diferentes con colectores cilindro parabólico, con la misma geometría básica mediante simulación numérica. La simulación numérica se realizó en CFD Fluent, basado en el método de discretización de volumen finito, generando el mallado y la geometría. La primera configuración fue una sola cubierta del tubo de vidrio que rodea el tubo absorbedor. La segunda, una sola cubierta de vidrio en el plano de apertura y el tubo absorbedor con y sin aislamiento. La tercera configuración, cubierta en el plano con y sin aislamiento térmico en la parte posterior del reflector. Las configuraciones consideraron materiales de aluminio, las cubiertas de vidrio de bajo contenido de hierro y el tubo absorbente de acero al carbono con recubrimiento selectivo. La simulación consideró las correlaciones experimentales y las características asumidos en el software para modelar la transferencia de calor en las paredes del colector. La correlación de Petukhov se empleó para calcular el coeficiente convectivo en el interior del tubo receptor, dependiente del número de Nusselt. El coeficiente de convección de cobertura plana se calculó empleando la correlación de Sartori y el coeficiente de convección del tubo de vidrio se calculó con la correlación propuesta por Zhukauskas. Las condiciones y propiedades son; temperatura de 250°C , densidad de 711 kg/m^3 , calor específico de $2.719\text{ J/kg}\cdot\text{K}$, conductividad térmica de $0.102\text{ W/m}\cdot\text{K}$ y viscosidad de $4.88\cdot 10^{-4}\text{ Pa}\cdot\text{s}$. Con la simulación determinaron que el tercer caso tiene las menores pérdidas térmicas con el 61% de diferencia para los otros dos casos y una eficiencia óptica del 65%. El software de simulación permite diseñar geoméricamente y mejorar, en términos de eficiencia los sistemas de generación de vapor.

Biencinto *et al.* (2016) evaluaron y validaron un modelo de simulación para la generación directa de vapor, con colectores cilindros parabólicos, acoplado a un ciclo Rankine de vapor. La evaluación se realizó en términos de la caída de presión para diferentes presiones de 3,6 y 10 MPa. El modelo sigue un enfoque unidimensional para simular el comportamiento térmico e hidráulico de un bucle de cilindros parabólicos, en estado estacionario, aplicando balances de energía para tratar condiciones transitorias utilizando TRNSYS, con enfoque cuasi dinámico. La validación del modelo se realizó comparando los resultados de la simulación con datos

experimentales de la plataforma solar de Almería, España. En la simulación se observó que, para presiones de 3, 6 y 10 MPa, se obtuvieron temperaturas de salida de 388, 345 y 330°C con flujos máscicos de 0.47, 0.55, 0.73 kg/s, respectivamente. La evaluación del modelo muestra una caída de presión para los tres casos, de 14, 8 y 27% comparada con los datos experimentales. El modelo de simulación en TRNSYS puede seguir el comportamiento dinámico del sistema en términos de caudal máscico, presión, y temperatura.

Biencinto *et al.* (2017) realizaron una comparación de estrategias de simulación considerando presión fija y deslizante en el condensador, en la Plataforma Solar de Almería, España, con cilindros parabólicos en la generación directa de vapor. La estrategia de presión deslizante permitió dos diferentes versiones: presión constante y variable en el condensador. En el estudio, se desarrolló un modelo cuasi dinámico en el software TRNSYS, para calcular la energía térmica y eléctrica anual. Las condiciones del vapor fueron a 6 MPa y 450°C acoplado a una turbina para completar un ciclo Rankine, de 38.5 MWe. La simulación mostró que la estrategia de presión deslizante-variable es mayor que la presión fija y la presión-variable, con una diferencia de 443 MWh en junio y 151 MWh en diciembre, respectivamente. Con esto se obtuvo una producción neta de electricidad de 45505 MWe utilizando presión-fija, 48483 MWe presión-constante-variable y 49075 presión- deslizante -variable en el condensador. Modelar en estado transitorio, el proceso de generación de vapor, utilizando softwares de simulación como TRNSYS, ayuda a identificar el cambio en el desempeño térmico anual, de la tecnología de captación solar .

Cundapí *et al.* (2017) realizaron un estudio termo-hidráulico en el tubo del colector solar cilindro parabólico CSCP, para aplicaciones de calor de procesos industriales. En el estudio se analizaron los efectos de la presión de entrada, considerando el modelo homogéneo y el de dos fluidos con RELAP5. La validación de los modelos se realizó por comparación con los datos reportados por la plataforma solar de Almería, España. Las condiciones de trabajo fueron de 1, 1.5 y 2 MPa, y un flujo de 0.01 kg/s. En el estudio, el modelo de dos fluidos presento desviaciones máxicas en los perfiles de presión de 2.24, 0.5 y 0.3% para presiones de 1, 1.5 y 2 MPa y el modelo homogéneo presentó el 9%. En el estudio, el modelo homogéneo presentó una fracción de vacío de 0.8 a una longitud de 12 m con una caída de densidad de 100 kg/m³ a diferencia del modelo

de dos fluidos, la fracción de vacío fue de 0.9 y el cambio de la densidad se produce a 34 m. El modelo de dos fluidos mostró una fracción de vacío y una calidad de vapor, de 0.9 y 0.6, respectivamente, presentando un flujo anular a una longitud de 55 m. Después de 72 m, sólo existe sobrecalentamiento de vapor con una calidad de vapor de 0.99. El modelado del proceso de generación de vapor permitió conocer los cambios térmicos en todo el tubo evaporador, conociendo la calidad de vapor, los flujos presentados y los coeficientes de transferencia de calor.

Valenzuela *et al.* (2018) modelaron una planta pequeña con colectores cilindro parabólicos basada en la generación directa de vapor, mediante cogeneración en Santiago, Chile. En el estudio, la energía de cogeneración se adicionó con calentador auxiliar de biomasa, que se configuraron de dos maneras, una para energía y calor, y otra para energía y enfriamiento. La evaluación de la planta se realizó en términos de la energía reemplazada de la cogeneración y la fracción solar en TRNSYS. El modelo de generación de vapor fue validado con datos reportados por Bienciento *et al.* (2016). Para el caso de estudio se seleccionó un proceso de cervecería para suplir una demanda de calor de 62.5°C. El modelo mostró que la planta solar puede suministrar una fracción solar anual de 0.9, con una producción de energía equivalente a 17.6 kW de enfriamiento. El modelo desarrollado en TRNSYS permite identificar el rendimiento anual del sistema de captación solar, en términos de la fracción solar.

De los artículos analizados anteriormente, se encontraron diferentes estrategias para generar vapor de forma directa, utilizando tecnología cilindros parabólicos, tales como: generación directa de vapor, por flasheo, inyección y de paso directo. De las estrategias, la generación de paso directo resulta más fácil y de menor costo, de acuerdo con Zarza *et al.* (2004); Valenzuela *et al.* (2005) y Alguacil *et al.* (2014). En el estudio, de la generación directa de vapor, se han implementado modelos que describen el comportamiento térmico en la fase de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento, así como también, modelos que describen la presencia de patrones de flujos en la fase de evaporación. La tecnología de concentración ha sido estudiada en su mayoría en estado estacionario, con balances de energía. Las condiciones de trabajo para la evaporación de esta tecnología se encuentran en intervalo de 150-400°C.

También, esta tecnología ha sido implementada en procesos de calor, cubriendo gran parte de la demanda hasta un 50%, de acuerdo con Valenzuela *et al.* (2018) y Ramos *et al.* (2014-a).

Los procesos de generación de vapor han sido estudiados con diferentes condiciones de trabajos, cubriendo en gran parte la demanda de cualquier proceso industrial. Se han implementados modelos que describen el comportamiento térmico-hidráulico de la generación de vapor. Las condiciones de entrada al proceso de generación de vapor influyen en el desempeño del sistema en términos de la fracción solar. Además, el buen control de las condiciones de entrada al proceso evita las caídas de presiones y temperatura de salida del sistema. Sin embargo, hasta el momento sólo se han encontrados escasos estudios que consideran una sola configuración de generación directa de vapor con colectores cilindro parabólico.

1.2.4 Generación de vapor en tuberías

Edenburn (1975) realizó un análisis del rendimiento del colector solar cilindro parabólico, de enfoque y una comparación con los resultados experimentales de las instalaciones de prueba de colectores de Sandia Laboratories. El análisis consideró la transferencia de calor visible, las pérdidas conductivas y convectivas y la transferencia de energía al fluido a través del tubo, realizando balances de energía. En el análisis se consideró el cálculo del coeficiente de transferencia de calor que es dependiente del número de Prandtl, Nusselt y Reynolds. Las condiciones de trabajo para el caso de estudio fue una temperatura de entrada de 578 K, con un flujo másico de 0.095 kg/s con una radiación solar directa de 938 J/m². El análisis mostró un rendimiento del captador de 46%. Los métodos analíticos pueden ser utilizados para determinar el rendimiento térmico de un captador cilindro parabólico modelando el proceso de generación de vapor, considerando los mecanismos de transferencia de calor.

Odeh *et al.* (1998) modelaron el proceso de la generación directa de vapor, con colectores solares cilindro parabólico. El modelo consideró un balance de energía en el tubo absorbedor y el tubo de vidrio evacuado, para la pérdida de calor total, considerando los tres mecanismos de transferencia de calor. El coeficiente de transferencia de calor para las regiones de agua monofásica y de vapor seco se calcularon utilizando la correlación de Dittus-Boelter. La evaluación del coeficiente convectivo del flujo de dos fases se determinó empleando el número

de Froud Fr . El modelo se validó con datos de Sandia National Laboratory con una radiación de 1000 W/m^2 , una longitud de 600 m , diámetro de 54 mm , presión de 120 bar , temperatura de 190°C y flujo másico de 0.8 kg/s . El modelo mostró que el 24% del tubo lo ocupa la región monofásica, el 42% lo ocupa la región de dos fases y un 34% se presenta una temperatura de 300 a 400°C . En el modelo, el coeficiente de transferencia de calor mostró un incremento máximo con una calidad de vapor igual 0.8 . El modelado de la generación de vapor permite conocer el comportamiento térmico en el tubo evaporador, considerando los mecanismos de transferencia de calor.

Roldán *et al.* (2013) realizaron un análisis térmico del tubo absorbedor del cilindro parabólico para generación de vapor saturado en Almería, España. El análisis considera el modelado de la pared del tubo, mediante CFD, empleando el método de volumen finito utilizando la plataforma de FLUENT. Para el estudio se consideró una longitud del tubo de 4.06 y 0.01 m de espesor y 0.05 m de diámetro interno. El modelo desarrollado en CFD se validó con los datos proporcionado por el proyecto DISS presentando una diferencia máxima de 6.3% en la temperatura. En el estudio, las condiciones de trabajo utilizadas fueron una presión operativa de 6.0 MPa , temperatura de 557.5 a 598.1 K y un flujo másico de 0.51 a 0.73 kg/s , para ocho casos. De los ocho casos estudiados, el gradiente circunferencial máximo fue de 42 K con una temperatura de salida de 563 K , en el resto de los casos, los gradientes fueron menores a 34 K . En general se observa que, la radiación solar con mayor nivel de concentración produce gradientes térmicos mayores con flujo de masa bajos, y que una mayor temperatura del vapor produce gradientes térmicos más altos para el mismo flujo.

Lobón y Valenzuela (2013) realizaron un estudio del impacto de las pérdidas de presiones en colectores solares cilindros parabólicos, de pequeño tamaño, para la generación directa de vapor. Un análisis de sensibilidad se llevó a cabo para estudiar el comportamiento termo hidráulico del sistema de generación de vapor, usando agua-vapor como fluido de transferencia de calor. El estudio de la pérdida de presión se realizó considerando el factor de Fanning, coeficiente convectivo y la calidad de vapor, obtenidas de correlaciones semi-empíricas. En el estudio se consideró una longitud focal de 0.02 m , área de apertura de 2 m^2 y el diámetro de la tubería de 15 mm . Las características del campo solar y las condiciones del proceso se definieron de

acuerdo con la demanda de IPH (industrias de procesos de calor), factible en términos de niveles de temperatura/presión, para la temperatura del vapor que varía de 150 a 225°C. El estudio se evaluó para dos casos; C1) a una presión de 1 MPa, a 90°C con un flujo másico de 0.01 kg/s. C2) presión de 2 MPa, a 125°C con un flujo másico de 0.02 kg/s. El estudio del comportamiento termo hidráulico mostró para el primer caso una caída de presión del 50%. Para el segundo caso mostró una caída presión de 10% y una temperatura de salida de 224°C. Los autores mencionaron que considerar un análisis termo hidráulico y un análisis de sensibilidad permite identificar las condiciones óptimas de entrada al proceso de generación de vapor. También utilizar presiones mayores a 1 MPa, evitara caídas de presiones mayores.

Elsafi (2015) realizó un modelado termo-hidráulico de la generación directa de vapor con colectores cilindro parabólico. El modelo consideró balances de energía aplicado en la línea focal del colector en condiciones de estado estable. El estudio consideró en cuenta el flujo de dos fases agua/vapor, la pérdida de presión, los patrones de flujo en la generación de vapor y la transferencia. El modelo consideró las correlaciones de Gnielinski que se emplea para determinar el coeficiente convectivo en la fase líquida y la caída de presión de acuerdo con Darcy-Weinsbach, considerando el factor de fricción, el número de Reynolds y el número de Prandtl. Para la fase de vapor se consideró el mapa de patrón de flujo por Wojtan, tomando en cuenta la calidad de vapor y flujo másico. La validación del modelo se realizó comparando los resultados obtenidos con los datos de la plataforma solar de Almería, España. La validación consideró presiones de 30 a 60 bar, temperaturas de 205 a 235 K, y flujos másicos de 0.47 a 0.50 kg/s. El error medio cuadrático fue de 0.4 a 1.4% para la temperatura y 0.5 a 2.2% para la presión. El modelo termo hidráulico mostró que, en la generación de vapor, el 35% del tubo absorbedor se presenta la evaporación, el 15% se presenta un flujo intermitente, y el 47% se presenta un flujo anular. El análisis mostró que, las condiciones de entrada influyen en el proceso de generación de vapor, considerando aumentar la ocupación del flujo anular y evitar la estratificación.

Sun *et al.* (2015) realizaron un estudio numérico de la generación directa de vapor con tecnología cilindro parabólicos en el modo de recirculación, en China. El estudio numérico consideró el modelo termo hidráulico de la fase líquida y agua/vapor, aplicando balances de

energía en cada elemento de colección de calor en la longitud tubo, implementado en Matlab. El modelo calculó el coeficiente de transferencia de calor convectiva empleando las correlaciones de Gnielinski, Sha, Gungor y Winterton, donde contemplan el factor de fricción, calidad de vapor, número de Prandtl y Reynolds. El modelo fue validado comparando el perfil de temperatura del tubo absorbedor, mostrando una diferencia del 0.7%, con el proyecto INDITEP. El modelo se evaluó con una temperatura de entrada de 124°C, con una presión de 80 bar y una radiación de 200 a 1000 W/m^2 . El modelo mostró mejores eficiencias de (69%) con radiaciones mayores a los 800 W/m^2 y con una calidad de vapor de 0.8. Además, la caída de la temperatura y presión se presentaron en la etapa de evaporación con altas radiaciones y bajas calidades vapor (0.2). Con el modelo implementado, la temperatura de salida fue de 400°C a 70 bar, con un DNI de 875 W/m^2 y una eficiencia del 65.2%. Los autores recomiendan un control adecuado de entrada del flujo másico, temperaturas y presiones, en el proceso de generación de vapor, para mejorar el rendimiento térmico del sistema.

Amine *et al.* (2018) realizaron un análisis termo-hidráulico y simulación numérica en la generación directa de vapor, con tecnología solar cilindro parabólico. El análisis consideró el modelo óptico integral y termo-hidráulico para el efecto de la presión y temperatura en proceso de la generación de vapor, considerando el efecto de la distribución no-uniforme de calor debido a la concentración solar. El modelo óptico integral fue acoplado con el modelo termo hidráulico aplicando balances de energía. El modelo consideró el cálculo del coeficiente convectivo en toda la línea focal del tubo absorbedor considerando las dos fases. El coeficiente convectivo toma en cuenta el tipo de flujo que se determina con el número de Froud, ya sea estratificado o flujo anular. Para un flujo estratificado se utilizó la correlación de Shah y para un flujo anular la correlación de Chen, estas consideran la calidad del vapor, numero de Reynolds, la correlación de Gnielinski, Gungor y Winterton la ecuación de Dittus-Boelter. El modelo fue validado para cinco casos con intervalos diferentes de presión de 3 a 10 *MPa*, temperatura de entrada de 254-343°C, flujo másico de 0.5-0.58 *kg/s*. La mayor desviación del error medio cuadrático para la temperatura y presión fue de 0.6 y 2.2%, respectivamente. El modelo mostró que, al incrementar la temperatura de entrada, se reduce la sección de precalentamiento y produce un flujo anular en la evaporación. También, al incrementar la presión de entrada la sección de precalentamiento aumenta y disminuye la sección de evaporación y por lo tanto el

flujo anular. El gradiente térmico más alto ocurrió en la sección de sobrecalentamiento donde el coeficiente de transferencia de calor es bajo para proporcionar suficiente enfriamiento para el tubo.

Respecto a la generación directa de vapor en el tubo absorbedor del colector cilindro parabólico, los estudios realizados en el tubo absorbedor, han considerado el modelado termo hidráulico y óptico, aplicando balances de energía globales, considerando los mecanismos de transferencia de calor en toda la línea focal del tubo, Lobón y Valenzuela (2013). Los modelados térmicos en el tubo se han realizado empleando las correlaciones de Ditus-Boltter, Kandilar, Gnielinski, Sha, Gungor, Winterton y Chan, donde consideran las propiedades termo físicas del tubo, así también, la transferencia de calor convectiva entre la pared del tubo interno y el fluido (agua/vapor), Odeh *et al.* (1998) y Sun *et al.*, (2015). Además, las evaluaciones del rendimiento térmico del colector solar se han realizado con análisis de sensibilidad de la temperatura, presión, flujos másicos y la radiación solar, esto sólo en estado estacionario, Amine *et al.* (2018).

1.2.5 Software de simulación

Ayompe *et al.* (2011) modelaron dos sistemas de calentamiento solar con tecnología de placa plana y tubos evacuados considerando recirculación forzada con almacenamiento térmico, utilizando TRNSYS. El estudio consideró los climas templados en Irlanda, la temperatura ambiente, velocidad del viento, flujo másico y la radiación solar incidente sobre la superficie considerando periodos anuales. El modelo fue desarrollado en TRNSYS utilizando los componentes por bloques acoplados por medio de balances de energía. La temperatura de estancamiento de los colectores fue de 120°C y 191°C respectivamente, con una presión de 10 bar. El modelo construido en TRNSYS presentó un porcentaje del error medio absoluto para el colector de placa plana y tubos evacuados respecto a la temperatura de salida, energía útil y la energía del perfil de carga, de 16, 14, 6% y 18, 16, y 7.6%, respectivamente. Los autores mencionaron que, en TRNSYS, se puede simular sistemas de calentamiento bajo diferentes condiciones de trabajo, además optimizar estos sistemas bajo diferentes perfiles de carga.

Terziotti *et al.* (2012) modelaron la energía solar térmica estacional en un sistema de calentamiento de agua solar para un edificio residencial urbano utilizando TRNSYS 16. El

sistema fue integrado con almacenamiento térmico, utilizado en el invierno para calefacción en pisos radiantes. El colector empleado fue tipo placa plana con un área de 1930 m^2 , limitada por el espacio disponible. El volumen del tanque de almacenamiento se determinó con análisis variacional, el óptimo fue de 6200 m^3 . La fracción solar anual óptima para la edificación fue de 0.86. Los sistemas de calentamiento solar en edificaciones pueden ser modelados y optimizados utilizando TRNSYS, en términos de la fracción solar.

Lobón *et al.* (2013) realizaron un estudio del comportamiento dinámico del fluido multifásico en los sistemas de generación de vapor con colectores cilindro parabólicos de la plataforma solar de Almería, España. Para el estudio se utilizó la herramienta de CFD implementando el software STAR-CCM+, para mallado y modelando el sistema de generación de vapor. Los autores utilizaron el modelo de flujo de dos fases localmente, resolviendo las ecuaciones promediadas de Reynolds y Navier-Stokes para continuidad, momento y energía. El modelo consideró la distribución del flux de calor y los mecanismos de transferencia de calor en el tubo absorbedor con balance de energía. El sistema lo evaluaron con un análisis de sensibilidad para el cálculo de las caídas de presiones y temperaturas. Las condiciones de trabajo fueron presiones de 3.5 a 6.8 MPa, temperaturas de entrada de 200-240°C y flujos máxicos de 0.45-0.73 kg/s. El error medio cuadrático para la presión y temperatura fue de 4-12%, y 2.4%, respectivamente. Las condiciones de entrada, como la DNI, flujos máxicos, presión y temperatura, influyen en el proceso de generación directa de vapor.

Rovira *et al.* (2016) desarrollaron una metodología de simulación para predecir el rendimiento de una planta de energía solar con generación directa de vapor sin almacenamiento térmico. Las simulaciones se realizaron para dos días seleccionados y apoyándose con los softwares THERMOFLEX, OCTAVE Y TRNSYS. Los resultados se validaron con datos experimentales de dos fechas en diferentes condiciones climáticas, una en verano y la otra en invierno, siendo estos satisfactorios. Además, el software TRNSYS presentó la interfaz más adecuada para realizar simulaciones en estado transitorios, mientras que THERMOFLEX es muy útil para predecir el comportamiento del bloque de potencia y OCTAVE puede manejar fácilmente los detalles requeridos en los bucles de simulación. Los autores concluyeron que TRNSYS es el más recomendado si se requiere un estudio en estado transitorio.

Iparraguirre *et al.* (2016) desarrollaron una base de datos de los colectores solares disponibles para aplicaciones de mediana temperatura. La información fue recopilada de diferentes fabricantes, proveedores de colectores y modelos, con el objetivo de obtener una visión completa de información técnica más relevantes de los diferentes tipos de colectores como son: diferentes diseños, conceptos, tamaño y materiales. Se siguió una metodología para desarrollar la base de datos que fue logrado en tres pasos principales: a) Definir los parámetros técnicos más importantes como son: materiales de diseño, comportamiento geométrico, óptico y térmico. b) recopilación de información existente. c) Verificación con diferentes proveedores. Con todos los datos obtenidos se construyó un formulario público para una actualización permanente. En la investigación se observó que el 35% de los colectores incluidos en la base de datos son de aluminio y utilizados para calor de procesos industriales, utilizando como fluidos de trabajo agua y aceites térmicos.

Lugo *et al.* (2019) realizaron simulación numérica y validación experimental de un sistema de calentamiento solar con almacenamiento térmico, en climas cálidos. La simulación numérica se realizó implementado un nuevo componente en TRNSYS con el lenguaje de programación en fortran. El estudio se evaluó en términos de la fracción solar y las pérdidas térmicas en toda la tubería. El estudio consideró, el modelado termo hidráulico de la tubería del sistema de calentamiento, empleando las correlaciones de Gnielinski y Churchill, considerando los mecanismos de transferencia de calor. En el estudio la longitud de la tubería fue de 51 m entre la conexión del colector y el tanque de almacenamiento. Para la validación del sistema se utilizó una presión de 4 bar, temperatura de entrada de 100°C, flujo másico de 585 kg/h, irradiación solar de 20.28 MJ/m²-d. La desviación media entre lo simulado y el dato experimental corresponde a 3.6% para la temperatura y 6.5% para las pérdidas térmicas. El estudio presentó una fracción solar anual del 0.86. Los autores mencionaron que, la plataforma de TRNSYS, es muy flexible y permite evaluar el comportamiento térmico de los sistemas en estado transitorio, además la implementación de nuevos componentes que permiten modelar el comportamiento térmico de sistemas de calentamiento solar.

Las plataformas de simulación utilizadas para estudiar y evaluar los sistemas de calentamiento y generación de vapor han sido principalmente Fluent, TRNSYS, Relap, Transol, Thermoflex,

presentando desviaciones menores al 10%, Rovira *et al.* (2016). Se han utilizado compiladores y lenguajes de programación tales como Fortran y Matlab, para implementar modelos que describen el comportamiento de estos sistemas, evaluados en estado estable o transitorio, Lugo *et al.* (2019). Es de observar que TRNSYS por su carácter de estar en línea con el análisis por componentes, el cual está normado, es una de las más utilizadas.

1.2.6 Conclusiones de la revisión bibliográfica

La industria química, textil y comida son los sectores donde mayormente se demanda energía. La tecnología solar de baja temperatura puede suministrar hasta el 50% de esta demanda para procesos industriales, Tagle *et al.* (2016). Los procesos industriales, demandan calor principalmente en los intervalos de 60-85°C para baja temperatura y de 85-300°C para mediana temperatura, Schweiger *et al.* (2005). La industria solar, usualmente trata de cubrir la demanda de baja temperatura con tecnología de placa plana y tubos de vacío; y en el intervalo de mediana temperatura con tecnología de cilindros parabólicos, discos parabólicos y Fresnel, IEA-ETSAP (2015). Los sistemas de calentamiento solar pueden suministrar el 40-70% de la demanda de energía anual, dependiendo de la configuración del sistema, recurso solar y demanda de energía, Frein *et al.* (2014) y Tian *et al.* (2017).

La generación de vapor demanda calor principalmente en lo que se conoce como intervalo de mediana temperatura, que se ubica en general de 90-300°C. Las tecnologías solares de mediana temperatura son: los cilindros parabólicos y Fresnel, Schweiger *et al.* (2005); IEA-ETSAP (2015) y Tagle *et al.* (2016). Sin embargo, el precalentamiento de agua para calderas hoy en día es uno de los principales usos de la energía en la industria, Ramos *et al.*, (2014-a). De acuerdo con la literatura, el intervalo de precalentamiento para la generación de vapor se considera a 60-90°C, y puede ser suministrada con tecnología de baja temperatura, como puede ser la tecnológica de calentamiento solar con colectores de placa plana y tubos evacuados. Con lo que respecta al estudio de optimización de estos sistemas, el método más empleado es por análisis variacional, que considera las razones de uso y de volumen, Hobbi y Siddiqui (2009), Farfán-Caballero (2018), Arcos-Adame (2018) y Cruz-Piñuelas (2019). El método más utilizado para evaluar este tipo de tecnología es el análisis de sensibilidad, donde se utilizan presiones de 3, 6 y 10 MPa, y temperaturas de 150-300°C en la evaporación, Biencinto *et al.* (2016). No se

encontró en la literatura estudios que consideren por separado el precalentamiento en la generación directa de vapor.

1.3 Objetivos

Con base a la revisión bibliográfica se planteó el objetivo de esta investigación, así como también los objetivos específicos.

1.3.1 Objetivo general

Estudiar la fracción solar anual en la generación directa de vapor con colectores cilindro parabólicos considerando las condiciones de presión y temperatura de un sistema precalentamiento solar con colectores planos.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Establecer la configuración y características del sistema de precalentamiento, así como las condiciones del lugar de estudio.
2. Construir una plataforma de simulación verificada del sistema de precalentamiento solar, utilizando TRNSYS.
3. Construir una plataforma verificada para simular térmicamente el sistema híbrido solar-solar, con colectores solares de placa plana-colector solar cilindro parabólico, con una subrutina que considere el comportamiento térmico del tubo absorbedor del colector solar cilindro parabólico.
4. Construir mapas de diseño para optimizar térmicamente un sistema de generación de vapor solar con precalentamiento solar, en términos de la fracción solar y de la ganancia de calor solar por unidad de área a lo largo de un año.

1.4 Estructura de la tesis

En el Capítulo 1 se presentó la revisión bibliográfica que justifica el trabajo de tesis, así como, los objetivos y alcances de este trabajo. En el Capítulo 2, se presentan los fundamentos teóricos, las condiciones climáticas en la ciudad de estudio, y los modelos para realizar el diseño y dimensionamiento del sistema de captación solar, así como un sistema de referencia. En el Capítulo 3 se presenta la estrategia de solución del modelo matemático, haciendo una descripción del simulador, planteando la configuración del sistema de referencia en la plataforma de simulación y verificando lo desarrollado. En el Capítulo 4 se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones, el comportamiento del sistema de referencia, así como el diseño y dimensionamiento de un sistema híbrido para la generación de vapor. El Capítulo 5 presenta las conclusiones y recomendaciones de trabajo realizado, así como también los trabajos futuros propuestos.

Capítulo 2

Materiales y método

En este capítulo de tesis, se analizan y presentan los fundamentos teóricos, el modelado del recurso y la definición de las cargas térmicas, así como también, la configuración y las características de los sistemas de precalentamiento y generación de vapor.

2.1 Fundamentos teóricos

En este apartado se presentan los fundamentos teóricos que describen a los elementos que integran un sistema de captación solar. Los fundamentos se basan de los mecanismos de transferencia de calor, radiación solar en la superficie, herramientas de medición

2.1.1 Mecanismos de transferencia de calor

Existen tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

Transferencia de calor por conducción

Transferencia de calor por conducción, ocurre si hay diferencias de temperaturas entre dos partes del medio conductor y se puede expresar por la ley de conducción de calor de Fourier *Ec. (2.1)*.

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Donde k ($W/m \cdot K$) se le conoce como conductividad térmica del material, magnitud que representa la capacidad con la cual la sustancia conduce calor y produce la consiguiente variación de la temperatura; $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura.

Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección es el proceso de intercambio de energía cuando un fluido T_f se pone en contacto con un sólido cuya superficie de contacto está a una temperatura distinta T_s . La cantidad de calor transmitido Q_c , se puede escribir de la siguiente forma por la ley de enfriamiento de Newton *Ec. (2.2)*.

$$Q_c = h A (T_s - T_f) \quad (2.2)$$

Donde h , es el coeficiente de transferencia de calor en la interfaz del líquido-sólido, en ($W/m^2 \cdot K$), y A es el área de la superficie en contacto con el fluido.

Transferencia de calor por radiación

La mayoría de los problemas de transferencia de calor en aplicaciones de energía solar involucran radiación entre dos superficies. La *Ec. (2.3)* modela la radiación entre dos placas

infinitas (colectores de placa plana). La Ec. (2.4) modela la transferencia de calor por radiación entre dos superficies arbitrarias.

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} - \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (2.3)$$

$$Q = A_1 h_r (T_2 - T_1) \quad (2.4)$$

Para predecir el rendimiento de los colectores solares, es necesario evaluar el intercambio de radiación entre una superficie y el cielo. El cielo, se considera como un cuerpo negro a una temperatura equivalente a T_s , de modo que la radiación neta real entre una placa plana horizontal y el cielo está dada por la Ec. (2.5).

$$Q_1 = \epsilon_1 A_1 \sigma (T_2^4 - T_1^4) \quad (2.5)$$

Donde ϵ_1 , es la emitancia, A es el área de la placa y T es la temperatura del cielo y la placa respectivamente.

Radiación solar en la superficie

La transferencia de calor por radiación es la única que no necesita algún medio para propagarse ya que se transmite a través de ondas electromagnéticas, Así, estas ondas pueden atravesar el espacio interplanetario e interestelar y llegar a la Tierra desde el Sol y las estrellas, Holman (1999). Existen diferentes tipos de radiación solar, tales como:

Radiación solar directa: es la radiación recibida por el Sol sin haber sido dispersada por el ambiente.

Radiación solar difusa: es la radiación recibida por el Sol después que su dirección ha sido cambiada por la dispersión de la atmosfera.

Radiación solar total: es la suma de la radiación solar directa y difusa en la superficie. Las mediciones más comunes de la radiación solar son la radiación total en una superficie horizontal, a menudo denominada radiación global en la superficie.

Dirección de la radiación solar directa.

Las relaciones geométricas entre un plano de cualquier orientación particular con relación a la Tierra en cualquier momento, la radiación solar entrante y la posición del Sol con respecto a ese plano se puede describir en términos de varios ángulos.

Φ Latitud, es la ubicación angular al norte o al sur del ecuador, norte positivo; $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$.

δ Declinación, es la posición angular del Sol al medio día, es decir, cuando el sol esta al meridiano local, con respecto al ecuador, norte positivo; $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$

β Inclinación, el ángulo entre el plano de la superficie en cuestión y la horizontal; $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$, ($\beta > 90^\circ$ significa que la superficie tiene un componente orientado hacia abajo) Duffieg., 2013.

γ Ángulo de acimut de superficie, la desviación de la proyección en un plano horizontal de lo normal a la superficie desde el meridiano local, con cero debido al sur, este negativo y oeste positivo; $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.

θ Ángulo de incidencia, es el ángulo entre la radiación del haz en una superficie y el normal a esa superficie.

Herramientas de medición de la radiación solar

Las mediciones más comunes de la radiación solar son la radiación total en una superficie horizontal, a menudo denominada radiación global en la superficie, Duffieg *et al.* (2013). Los instrumentos para medir la radiación solar total, se denominan piranómetros, y es a partir de estos instrumentos que se obtienen la mayoría de los datos disponibles sobre radiación solar. Estos instrumentos tienen una respuesta independiente de la longitud de onda de la radiación sobre el espectro de energía solar. Los instrumentos utilizados para medir la radiación solar, es el piranómetro Eppley 180°, Eppley black-and-whit, Eppley (PSP) y Moll-Gorczyński. Los piranómetros se integran de una envoltura de vidrio ópticamente esmerilado, rectificadas y con una compensación de temperatura, que resulta en una dependencia de la temperatura de 0.5% de -20 a 40°C. MacDonald (1951).

Adquisición de datos

Los adquirentes de datos son dispositivos eléctricos que registran un conjunto de señales físicas y las convierten en tensiones eléctricas para digitalizarlas, de manera que puedan ser procesadas por una computadora. Los adquirentes de datos son utilizados en las estaciones meteorológicas que recopilan los datos de distintas variables atmosféricas. La estación meteorológica de **METEONORM**, ofrece datos meteorológicos precisos para cualquier lugar de la Tierra: radiación, temperatura, humedad, viento, precipitación y otros parámetros climáticos, que se basa de 8325 estaciones meteorológicas y cinco satélites geoestacionarios.

2.1.2 Sistemas de captación solar

Los captadores solares son un tipo de tecnología que aprovechan la radiación solar incidente sobre la superficie colectora, transformándola en energía térmica. La tecnología solar puede ser utilizadas para el precalentamiento de un fluido utilizando captadores de placa plana o cilindros parabólicos para la generación de vapor.

Colector solar de placa plana

Los captadores de placa plana están formados por una placa metálica que se calienta con su exposición al Sol, y está cubierta de vidrio. Por el interior de la placa metálica, circula agua a través de un serpentín o un circuito de tubos de forma que el calor se transmite al fluido. En los captadores de placa plana, el efecto que se produce es similar al de un invernadero, la luz del Sol atraviesa la placa de vidrio y transfiere la energía al fluido de trabajo que circula por los serpentines, Madrid solar (2006). Los colectores de placa plana son considerados como tecnología de mediana temperatura en intervalos de 60-90°C.

El rendimiento de un colector solar de placa plana se describe mediante un balance de energía en estado estacionario, que indica la distribución de la energía solar incidente en el plano en energía útil, pérdidas térmicas y pérdidas ópticas. La energía útil de un colector solar de placa plana de área A_c , es la diferencia entre la radiación solar absorbida y la pérdida térmica. La pérdida de energía térmica del colector a los alrededores se representa como el producto de un

coeficiente de transferencia de calor UL , multiplicado por la diferencia entre la temperatura media de la placa absorbadora T_{pm} y la temperatura ambiente T_a , *Ec. (2.6)*.

$$Q_u = A_c [s - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.6)$$

El método básico para medir el rendimiento del colector es exponer el colector operativo a la radiación solar y medir las temperaturas de entrada y salida del fluido y el caudal del fluido, Hill *et al.* (1979). La ganancia útil se expresa con la siguiente *Ec. (2.7)*.

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2.7)$$

El rendimiento del colector solar se define, como la relación entre la ganancia útil durante un periodo de tiempo específico y la energía solar incidente durante el mismo tiempo, *Ec. (2.8)*.

$$\eta = \frac{\int \dot{Q}_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (2.8)$$

Con la *Ec. (2.9)* se obtiene la eficiencia del colector solar, si las condiciones son contantes.

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A_c} \quad (2.9)$$

Colector solar cilindro parabólico

Los sistemas de media y alta concentración son capaces de conseguir temperaturas superiores a los 200°C, que se pueden utilizar con dos fines principales, producción de calor industrial o producción de electricidad. Los colectores solares cilindros parabólicos, constituyen a la tecnología termo solar más extendida y desarrollada del sector. Esta tecnología, alcanzan temperaturas de 400°C, lo que permite el uso en un amplio rango de procesos industriales.

Centrales de generación de vapor

Las centrales de generación de vapor se integran de dos circuitos de intercambio de calor. El circuito primario, se forma un bucle de colectores conectados en serie. El secundario, se integra de una caldera que utiliza el calor cedido por el circuito primario para generar vapor de agua. Estos circuitos transportan la energía en forma de vapor a los procesos industriales. El vapor es utilizado en los procesos de la industria alimenticia, tratamientos de petróleos, así como depuradores de agua o instalaciones que requieran secados industriales. Estas aplicaciones, permiten aumentar la autonomía energética de las instalaciones, reduciendo su consumo y sus emisiones.

Las centrales de generación de vapor, con tecnología solar, utilizan aceite como fluido caloportador, como medio de transferencia de calor, que se integra con la tecnología convencional para producir vapor de forma indirecta. Actualmente, se busca una alternativa a los sistemas que utilizan fluidos de transferencia de calor. Estos nuevos sistemas, son denominados “sistemas de generación directa de vapor”, que genera vapor de agua directamente en los colectores solares de concentración, evitando las pérdidas térmicas que se producen en los intercambiadores de calor de los sistemas convencionales. La generación directa de vapor permite reducir los costes de la instalación y no es necesario utilizar ningún fluido intermedio.

Colector solar cilindro parabólico

Los colectores solares cilindro parabólicos *CCP*, son captadores de concentración, que usan reflectores de espejo en forma de canal, para concentrar la radiación solar en los tubos del receptor, situados en la línea focal del canal, *Figura 2.1*. En estos tubos circula un fluido de transferencia de calor, como aceite térmico sintético o agua, para generar vapor de forma indirecta o directa.

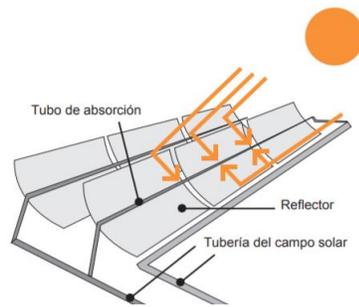


Figura 2.1 Concentrador cilindro-parabólico (CCP).

Componentes del tubo absorbedor

El colector solar cilindro parabólico, se integra de los siguientes elementos.

Tubo absorbedor: El tubo absorbedor del colector cilindro parabólico, está compuesto por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el fluido calorífero, y el otro exterior, de cristal. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorptividad del 94%, y una baja emisividad en el espectro infrarrojo de 15%. El tubo absorbedor, es el encargado de transmitir al fluido la energía térmica producida por la radiación solar

Estructura y cimentación: La estructura permite el movimiento de los concentradores por parte del sistema de seguimiento. La cimentación de los colectores soporta las cargas del colector por la influencia del viento.

Sistema de seguimiento solar: el sistema más común, es el seguimiento alrededor de un solo eje, en dirección norte-sur, permitiendo al colector enfocado al sol en todo momento. Para los colectores medianos o pequeños, se utilizan accionamientos eléctricos, mientras que para colectores de mayor tamaño se utilizan los hidráulicos.

Concentrador solar de disco parabólico

El sistema disco parabólico, está compuesto por una superficie concentradora de forma parabólica que concentra la radiación solar directa en el foco geométrico de una superficie que convierte la energía térmica incidente en energía mecánica. El concentrador disco parabólico utiliza temperaturas de 130 a 600°C. Debido a sus propiedades este concentrador produce temperaturas más elevadas a las de un concentrador cilindro parabólico, pero el diseño del absorbedor es más complicado.

Concentrador solar Fresnel

El concentrador tipo Fresnel, se forma de un conjunto de espejos que enfocan la radiación solar incidente en el receptor ubicado sobre una torre lineal. Los espejos, son suficientemente delgados, pueden ser aproximados por segmentos planos en lugar de tener curvatura, esto hace aún más barata su construcción. Por otro lado, el diseño estructural es más económico por estar a nivel del suelo y se aprovecha mejor la superficie, al poder colocarse uno tras otro sin sombramientos entre varios sistemas.

Sistema de distribución

En los procesos de calor, los sistemas engloban todos los elementos destinados a la distribución del consumo de calor, tales como; control, tuberías, bombas, válvulas, etc. También, el sistema de apoyo basado en energías convencionales (eléctricos, caldera de gas o gasóleo), necesarias para suplir la ausencia de insolación y hacer frente a los picos de demanda, Madrid solar (2006).

Intercambiador de calor

El intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. En los intercambiadores, el calor sólo se transfiere en una dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos no están en contacto entre ellos, el calor se transfiere al estar en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan, Jaramillo (2007).

Se presentan tres tipos de intercambiadores de calor, según su operación: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

Flujo paralelo: Existe un flujo paralelo cuando el flujo interno y el externo, fluyen en la misma dirección.

Contraflujo: Es cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección, pero en sentido opuesto.

Flujo cruzado: Es cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°.

Tanque de almacenamiento

El almacenamiento de energía puede estar en forma de calor sensible de un medio líquido o sólido. Las características principales de un sistema de almacenamiento de energía térmica son a) su capacidad de volumen; b) el intervalo de temperatura de operación; c) los medios de adición o eliminación de calor y las diferencias de temperaturas asociadas con el mismo; d) estratificación de la temperatura en la unidad de almacenamiento y e) los medios para controlar las pérdidas térmicas del sistema de almacenamiento. Los tanques térmicos de almacenamiento garantizan el suministro de demanda de calor en tiempos más prolongados en los procesos de calor.

Fracción solar

La fracción solar, se define como la relación entre el calor solar obtenido por la tecnología solar dividida entre la demanda de calor. La fracción solar oscila entre 0 y 1, dependiendo de los factores como el clima, radiación solar, el tipo y dimensión de los colectores. De acuerdo con el estudio realizado por Tian *et al.* (2017).

2.1.3 Plataforma de simulación

TRNSYS permite diseñar y optimizar sistemas energéticos (en particular, sistemas basados en energías renovables) y edificios de bajo consumo de energía (edificios NZEB - Net Zero Energy Building y ZEB - Zero Energy Building). TRNSYS es un software flexible basado en gráficos utilizado para simular el comportamiento de los sistemas en estado transitorio, que permite evaluar el rendimiento de los sistemas de energía térmica y eléctrica, así como también, modelar otros sistemas dinámicos, como el flujo de tráfico o procesos biológicos. TRNSYS se integra de dos componentes, el primero es el núcleo y el segundo la biblioteca de componentes. El núcleo, lee y procesa el archivo de entrada, resuelve iterativamente el sistema, determina la convergencia y traza las variables del sistema. El núcleo, también determina las propiedades termo físicas, invierten matrices, realizan regresiones lineales e interpolan archivos de datos externos. La segunda parte de TRNSYS es una extensa biblioteca de componentes, cada uno de los cuales modela el rendimiento de una parte del sistema. Los modelos se construyen de tal manera que los usuarios pueden modificar los componentes existentes o escribir los suyos propios, ampliando las capacidades del entorno.

Cumplimiento de regulaciones

TRNSYS es una herramienta de referencia para las calificaciones de SRCC en los EE. UU. y aparece en las regulaciones de la UE (ENV 12977-2) para sistemas solares. Para aplicaciones en edificios, TRNSYS está en línea con la norma ASHRAE 140, ASHRAE 90.1 y Directiva EU sobre eficiencia energética. TRNSYS también puede utilizarse para la obtención de créditos de energía en el proceso de certificación LEED.

2.2 Recurso solar, configuración del sistema y cargas térmicas

En esta sección se presentan la selección del lugar de estudio, donde se tomó en cuenta, el recurso solar y las condiciones climáticas, así como también la demanda de vapor en la zona. Las condiciones climáticas y el recurso solar se evaluaron utilizando las bases de datos de Meteonorm 8, utilizando TRNSYS. La demanda de vapor en la zona de estudio se seleccionó cruzando información de consumo de energía en México, infraestructura industrial (número de parques industriales) y PIB.

2.2.1 Recurso solar y condiciones climáticas en el lugar de estudio

México tiene el potencial más grande de energía solar de Latino América, Pinzón (2015). Los seis estados fronterizos del norte de México (Baja California, Sonora, Chihuahua, Coahuila, Tamaulipas y Nuevo León) tienen clima desértico, predominantemente árido, con una irradiación solar media diaria de 5.85 kWh/m^2 , Hernández (2012). En la *Figura 2.2*, se presenta la evaluación del recurso solar, de los seis estados mencionados, en términos de la radiación solar anual, directa y difusa. La evaluación se llevó a cabo con datos de Meteonorm 8, por medio de los TMY utilizados en TRNSYS 17.

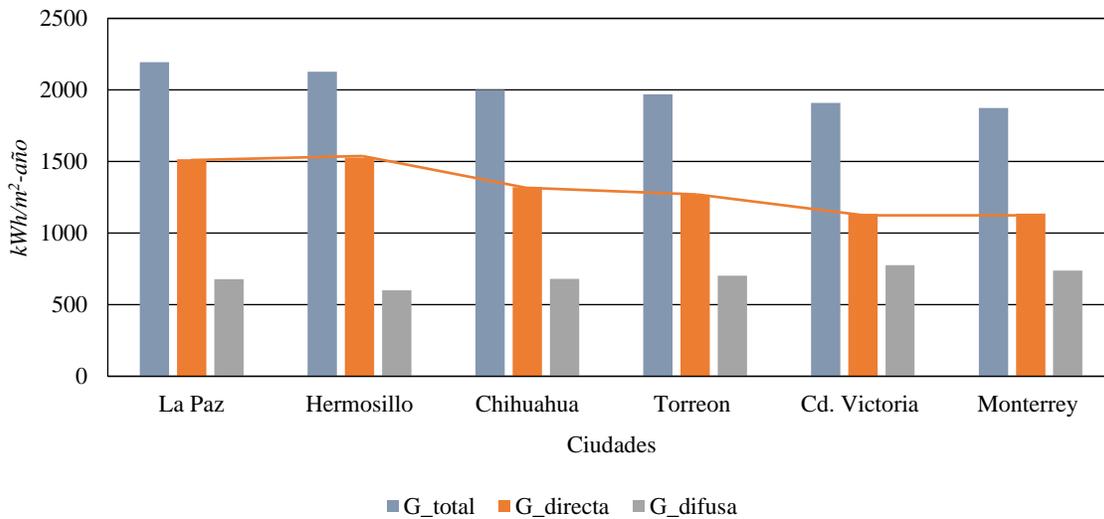


Figura 2.2 Evaluación del recurso solar.

En la figura, se observa que la radiación solar directa más alta, corresponde a Hermosillo, con $1526.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$, seguido de La Paz con $1515.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$, Chihuahua $1320.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$, Torreón $1267.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$, Monterrey $1130.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$ y por último Cd. Victoria $1133.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$. La radiación solar difusa más baja corresponde a Hermosillo con $608.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$. Los datos climatológicos para Hermosillo presentan una temperatura ambiente máxima de 32°C y una temperatura mínima de 15°C , además de presentar una humedad relativa y una velocidad de viento del 42.3% y 1.87 m/s , respectivamente.

2.2.2 Demanda de calor en la zona de estudio

La demanda de calor en la zona se seleccionó cruzando información del consumo de energía en México, infraestructura industrial (número de parques industriales) y el producto interno bruto PIB.

Demanda de energía en los procesos industriales de México

En México, el sector industrial representa el 67% del consumo de calor, mientras que para la electricidad sólo un 33% del consumo total de energía (SENER, 2016). A nivel mundial, el consumo de calor para la industria corresponde al 74% (85 EJ) (IEA, 2014). En México, la demanda de calor en los procesos industriales se cubre en su totalidad utilizando combustibles fósiles, siendo el gas natural mayormente utilizado, representando el 58%. Debido a que el crecimiento económico va aunado a un mayor consumo de energía es necesario la implementación de proyectos que favorezcan la sustitución de combustibles fósiles en la industria a través de energías renovables y limpias como la energía solar.

El potencial anual de energía solar que puede ser captado con tecnología solar, oscila entre 4115 y 4390 kWh/m²-año, lo que significa que cada metro cuadrado de superficie recibe una cantidad de potencia solar que corresponde a 411-493 m³ de gas natural, ANES (2018). A nivel mundial, México encabezó el ranking de los países con mayor número de proyectos de calor solar de procesos con 43 instalaciones con un área de superficie de 17446 m², equivalentes a 11472 kW. En México, se reporta la mayor capacidad térmica instalada en Sonora con 4400 kW, con un área de captación de 6270 m², además de contar con 49 parques industriales, CRE (2015). Dentro de los parques industriales, resalta la industria química con un intervalo de temperatura de (90-300°C), seguido de la industria textil, bebidas y alimentos, entre otros sectores, Weiss (2005) y Tzuc *et al.* (2020), que se muestran en la *Tabla 2.1*.

Tabla 2.1 Sectores industriales con alto nivel de calor en los procesos industriales.

Sector industrial	Proceso	Intervalos de temperatura (°C)
Industria química	Ebullición	95-105
	Destilación	110-300
	Varios procesos químicos	120-180
Industria textil	Lavado	40-80
	Destilación	60-100
	Teñido	100-160
Bebidas y alimentos	Secado	30-90
	Lavado	40-80
	Pasteurización	80-110
	Ebullición	95-105
	Esterilización	140-150
	Tratamiento de calor	40-60
Otros los sectores	Precalentamiento de agua para calderas	30-100
	Calefacción de salas de producción	30-80

Una vez identificado las cargas térmicas en los procesos industriales, se considera el aporte del producto interno bruto (PIB) nacional, de acuerdo con los datos obtenido de ENEGI (2017). En la *Figura 2.3*, se muestran los diez estados que más aportan al producto interno bruto nacional, de las cuales el mayor porcentaje es para la CDMX con 17.3% y el menor para Chihuahua con el 3.2% de PIB.

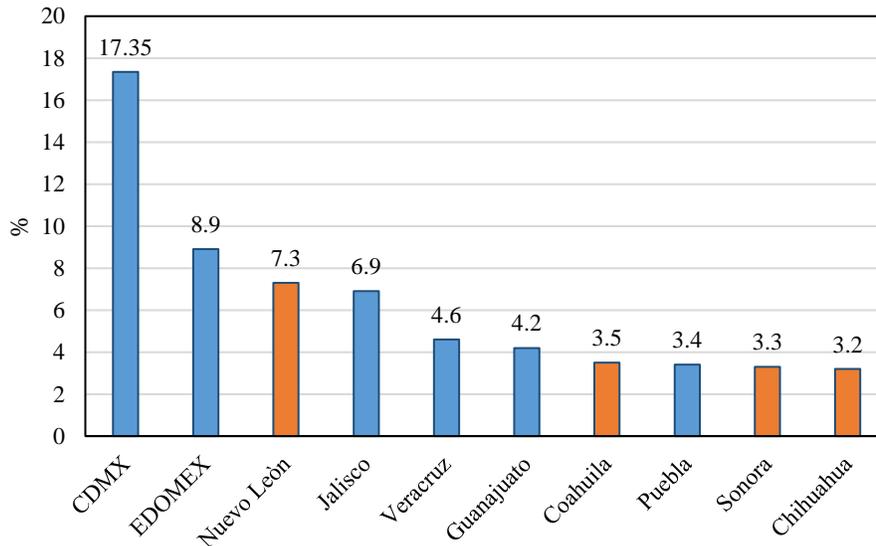


Figura 2.3 Aportación del producto interno bruto nacional.

En la figura, también se observa que, de los estados mencionados por Hernández, (2012), en la *Sección 2.2.1*, los que mayor aportan al PIB son: Nuevo León, Coahuila, Sonora y Chihuahua.

Selección del caso de estudio

Con la evaluación del recurso solar en México, de los estados y ciudades mencionados por Hernández (2012), presentado en la *Sección 2.2.1* e identificando los procesos industriales de mayor consumo de calor y el aporte del PIB, se considera para el caso de estudio la ciudad de Hermosillo, México.

La ciudad de Hermosillo se ubica a 29°5'21'' Norte, 110°57'40'' Oeste, cuenta con un tipo de clima árido (clasificación climática de Köppen: *BWh*), con una radiación solar global de 2126 *kWh/m²-año* y tiene la radiación solar directa más alta con 1526.0 *kWh/m²-año*. Dentro de los parques industriales que ocupan calor en los procesos, se considera la industria química para nuestro caso de estudio. La industria es dedicada a la producción de químicos para la construcción, agroquímicos, fluidos transmisores de gas, pigmentación, catalizadores, líquidos para limpieza industrial, aditivos de lubricantes industriales, pinturas y revestimientos, disolventes especiales y cuidado personal. En la *Figura 2.4* se muestra el perfil de demanda diaria a satisfacer, con un periodo de 24 horas continuas, a una temperatura de vapor de 167°C a una presión de 6.5 bar.

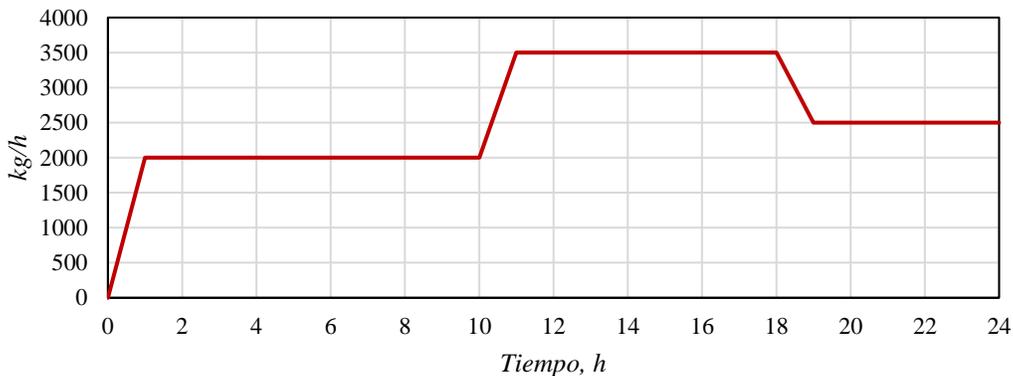


Figura 2.4 Perfil de demanda diaria de vapor.

2.3 Configuración del sistema híbrido

La configuración del sistema híbrido se presenta en la *Sección 2.3.1*, integrado por un sistema de precalentamiento, descrito en la *Sección 2.3.2*, y el sistema de generación directa de vapor que se describe en la *Sección 2.3.3*.

2.3.1 Configuración general del sistema híbrido

En la *Figura 2.5* se presenta el sistema híbrido solar-solar-convencional, que simula el proceso de generación directa de vapor. El sistema híbrido está integrado por un sistema de precalentamiento utilizando energía solar-convencional, y uno de generación directa de vapor. El sistema de precalentamiento incrementa la temperatura del fluido de trabajo por medio del campo de colectores de placa plana a una temperatura de variable, está a su vez, es transportada a la entrada del proceso de generación de vapor. El fluido precalentado es evaporado en toda la línea focal del campo de colectores cilindro parabólicos del segundo sistema, a una temperatura de salida de 167°C a una presión de 6.5 bar. Cuando el sistema de precalentamiento solar es insuficiente, se utiliza el calentador auxiliar para proporcionar la energía faltante, aumentando la temperatura del agua y cumpliendo la demanda requerida.

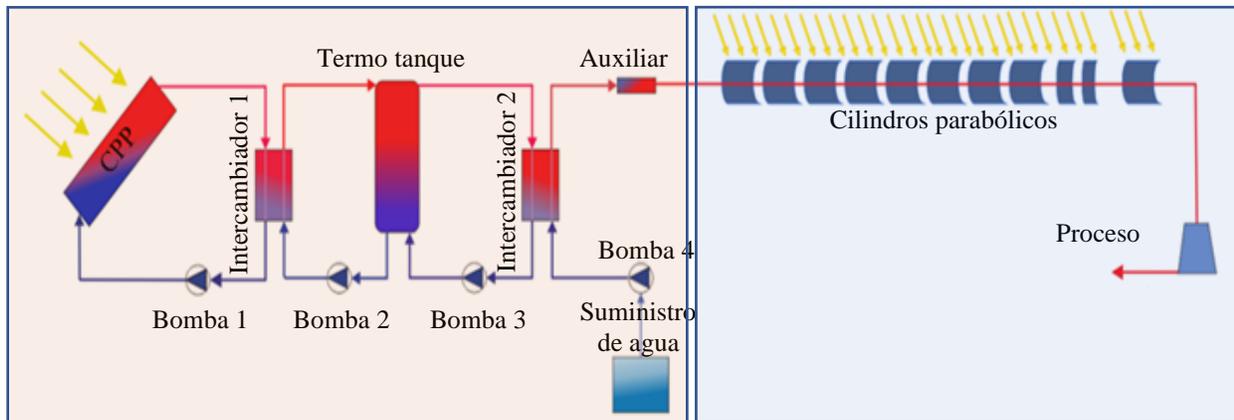


Figura 2.5 Sistema híbrido solar-solar-convencional.

El sistema híbrido contempla la implementación de dos tipos de tecnologías como lo son los captadores de concentración (cilindro parabólico) y no concentración (placa plana), esto debido a los costos y a los intervalos de temperatura. En las siguientes secciones se describen los sistemas que integran al sistema híbrido.

2.3.2 Sistema de precalentamiento

En la *Figura 2.6* se presenta el sistema de precalentamiento propuesto, el cual es concordante con el reportado por Horta (2015), IEA (2015), Arcos (2018), Farfán (2018) y Cruz (2019). En

el caso de estudio, el sistema permite suministrar agua precalentada para producción de vapor, a 90°C para una demanda de $27.5 \text{ m}^3/\text{día}$.

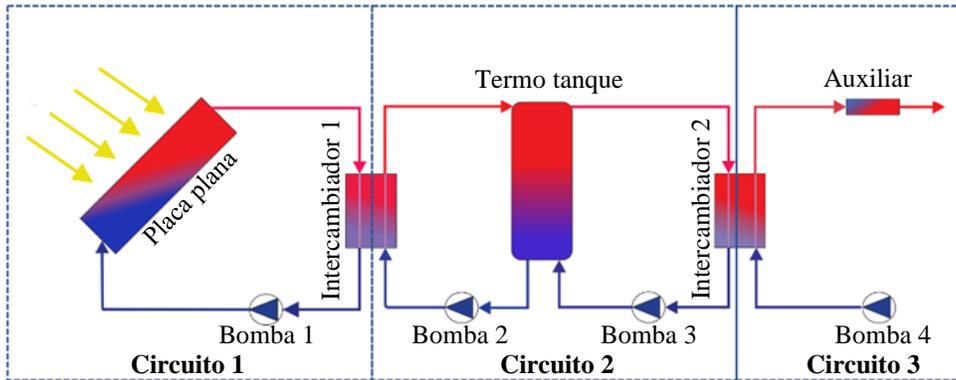


Figura 2.6 Sistemas de precalentamiento.

El sistema se divide en tres circuitos cerrados: el circuito de colección de energía térmica por el campo de colectores de placa plana, el circuito de almacenamiento de la energía cedida por el campo de colección CPP, e intercambiador de calor, y el circuito de proceso de la energía térmica proveniente del circuito de almacenamiento, que es llevada al calentador auxiliar.

El sistema general de precalentamiento está integrado por un colector de placa plana, dos intercambiadores de calor, cuatro bombas hidráulicas, un tanque de almacenamiento y un calentador auxiliar, interconectados para suministrar agua a cualquier temperatura que se requiera, en este caso a 90°C .

Circuito captación solar

En la *Figura 2.7* se presenta el primer circuito, el campo de colección de placa plana CPP, recibe la radiación solar que incide sobre la superficie absorbedora, transformándola en energía térmica para cederla al fluido de trabajo. El sistema de recirculación conformado por la bomba hidráulica se encarga de transportar el fluido con la energía térmica al intercambiador de calor y transferir la energía al fluido de menor temperatura. El primer circuito está conformado por un campo de colectores de placa plana CPP, un intercambiador de calor y una bomba hidráulica.

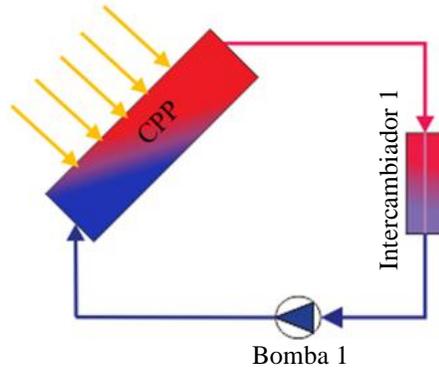


Figura 2.7 Circuito de captación solar.

Circuito de almacenamiento térmico

En la *Figura 2.8* se presenta el segundo circuito de almacenamiento de energía, cedida por el circuito de colección por medio del intercambiador de calor. El sistema hidráulico se encarga de recircular el fluido de trabajo que se encuentra en la parte inferior del tanque de almacenamiento hacia el primer intercambiador de calor, elevando así su temperatura. El tanque en la parte superior, el fluido se encuentra a una mayor temperatura, por lo que es recirculada por la tercera bomba hidráulica al intercambiador de calor para poder transferir la energía al fluido de trabajo de menor temperatura al proceso del tercer circuito. El segundo circuito está integrado por dos intercambiadores de calor, dos bombas y un tanque de almacenamiento.

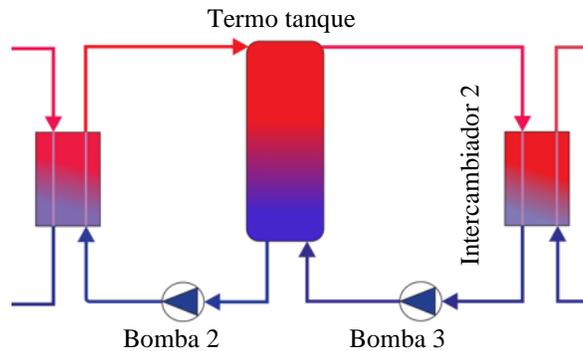


Figura 2.8 Circuito de almacenamiento térmico.

Circuito integración al proceso

En la *Figura 2.9* se presenta el tercer circuito, éste recibe la energía térmica del sistema de almacenamiento por medio del segundo intercambiador de calor. El segundo intercambiador de calor incrementa la temperatura del fluido de trabajo circulada por la cuarta bomba hidráulica.

El fluido de trabajo precalentado es dirigido al calentador auxiliar para aportar la energía faltante, si es necesario al proceso. El tercer circuito lo integra una bomba hidráulica, un intercambiador de calor y un calentador auxiliar.

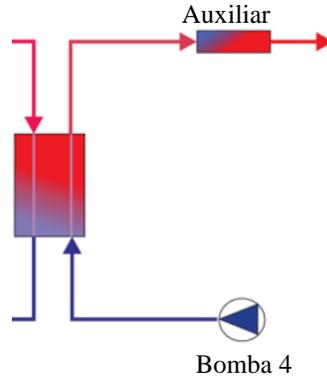


Figura 2.9 Circuito de entrega de calor al evaporador.

2.3.3 Sistema de generación de vapor directa

En la *Figura 2.10*, se presenta el sistema de generación directa de vapor propuesto, el cual es concordante con Sun *et al.* (2015), Biencinto *et al.* (2016), Amine *et al.* (2018) y Farfán (2018). El sistema se propone acoplar con el sistema de precalentamiento solar, para formar el sistema híbrido solar-solar-convencional.

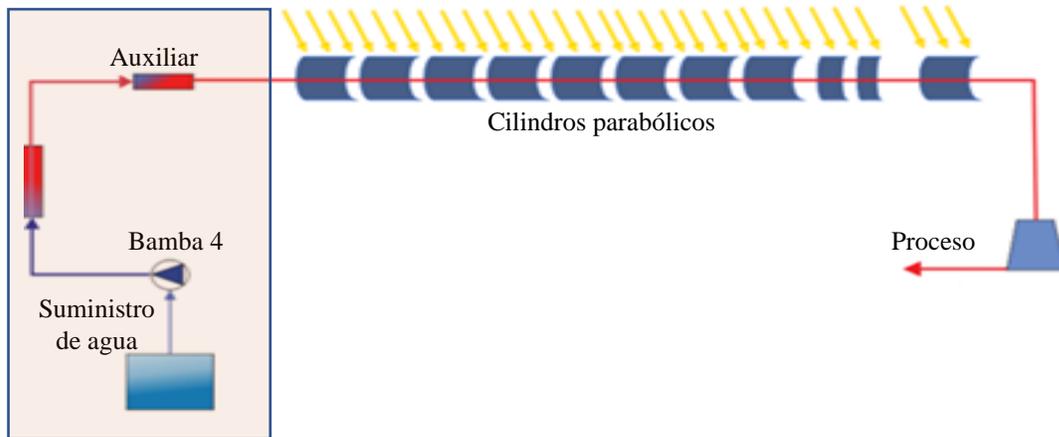


Figura 2.10 Sistema de generación directa de vapor.

El modo operativo previsto para este sistema es el de paso directo, en el que agua de alimentación precalentada es circulada por la cuarta bomba hidráulica a la entrada del primer colector cilindro parabólico, a temperatura variable. El agua precalentada es evaporada en toda

la línea del campo de colectores cilindro parabólicos. El sistema de generación directa de vapor está integrado por tecnología cilindros-parabólicos y una bomba hidráulica. La configuración utilizada para este modelo consiste en una orientación Norte-Sur compuesto de 11 colectores solares cilindros parabólicos conectados en serie. Los colectores son concentradores tipo LS-3 modificados con una longitud de 50 m cada uno, excepto para los colectores nueve y diez tienen una longitud de 25 m. El tubo absorbedor está hecho de acero de aleación ferrítica A335 P22 con un diámetro interno y externo de 0.05 y 0.07 m, respectivamente.

2.4 Modelos matemáticos

El modelado matemático que representa a cada componente del sistema híbrido se basa en una serie de ecuaciones características que se resuelven en cada paso de tiempo. Los modelos matemáticos se acoplan e integran con modelos secuenciales obtenidos de balances de energía en cada elemento que conforma el sistema híbrido. A continuación, se presentan los modelos matemáticos de cada componente que integran al sistema de precalentamiento y sistema de generación de vapor, de acuerdo con el manual de TRNSYS 17.

2.4.1 Sistema de precalentamiento

a) Colector solar de placa plana

En la *Figura 2.11*, se muestra el colector solar de placa plana, que capta la radiación solar incidente y la convierte en energía térmica, elevando la temperatura del fluido. Al colector se aplica un balance de energía por primera ley de la termodinámica, para determinar la energía aportada por el sol, la energía de pérdidas al ambiente, y la energía útil.

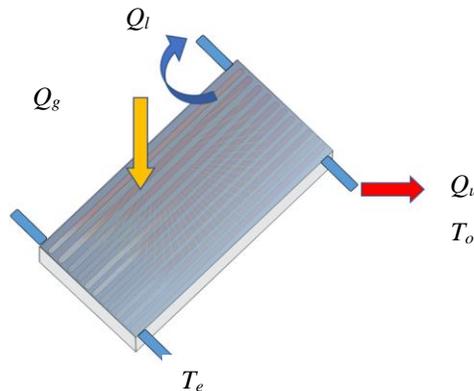


Figura 2.11 Comportamiento térmico del CPP.

Balance de energía por primera ley

La Ec. (2.10), modela la energía aportada por el sol sobre el colector solar, que se determina por la suma de la energía útil Q_u y la pérdida de energía al medio ambiente Q_l .

$$Q_g = Q_u + Q_l \quad (2.10)$$

Despejando de la Ec. (2.10), se obtiene la energía útil, que se transfiere al fluido, como se muestra en la Ec. (2.11)

$$Q_u = Q_g - Q_l \quad (2.11)$$

Eficiencia del colector plano

La predicción del rendimiento del colector solar de placa plana considera la radiación solar absorbida sobre la placa absorbidora Ec. (2.12). La radiación solar, tiene tres distribuciones espaciales diferentes: radiación directa, difusa y reflejada en el suelo.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1+\cos(\beta)}{2} \right) + \rho_g \tau (\tau\alpha)_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (2.12)$$

donde $(1 + \cos \beta) / 2$ y $(1 - \cos \beta) / 2$ son los factores de seguimiento del colector al cielo y del colector al suelo, respectivamente. Los subíndices b , d y g representan la radiación directa, difusa y reflejada.

La energía útil del colector solar se determina con la Ec. (2.13), en estado permanente:

$$Q_U = A_c F_R [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.13)$$

Donde: A_c , es el área de captación, F_R es el factor de remoción de calor de la placa, S la radiación absorbida, U_L es el coeficiente de transferencia de calor, T_{pm} la temperatura media y T_a la temperatura ambiente. El factor de remoción de calor del colector se determina con la Ec. (2.14).

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fo})}{A_c [S - U_L (T_{fi} - T_a)]} \quad (2.14)$$

La pérdida de energía térmica, del colector a los alrededores, se representa como el producto de un coeficiente de transferencia de calor U_L , multiplicado por la diferencia entre la temperatura media de la placa absorbidora T_{pm} y la temperatura ambiente T_a , Ec. (2.15).

$$Q_l = F_R U_L (T_{pm} - T_a) \quad (2.15)$$

La Ec. (2.13) puede escribirse en términos de la radiación solar directa, Ec. (2.16).

$$Q_U = A_c F_R [I_d (\tau\alpha)_{av} - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.16)$$

En la Ec. (2.16), $(\tau\alpha)_{av}$ es el producto de la transmitancia-absortancia, determinado bajo condiciones de prueba, que se pondera de acuerdo con la proporción de la radiación solar, directa, difusa y reflejada al colector.

Sustituyendo la Ec. (2.16) en la Ec. (2.17), se obtiene la ecuación de eficiencia del colector solar de placa plana, con esto, se proporciona la base, para los modelos de simulación, de acuerdo con, Duffe (1993).

$$n_i = \frac{Q_u}{A_c I_d} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_{pm} - T_a)}{I_d} \quad (2.17)$$

De la Ec. (2.17) el coeficiente de pérdida U_L , no es exactamente constante, por lo que se obtiene una mejor expresión teniendo en cuenta una dependencia lineal de U_L , con $(T_{pm} - T_a)$, Ec. (2.18), (2.19).

$$n_i = \frac{Q_u}{A_c I_d} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_{pm} - T_a)}{I_d} - \frac{F_R U_L (T_{pm} - T_a)^2}{I_d} \quad (2.18)$$

$$n_i = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_d} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_d} \quad (2.19)$$

La eficiencia térmica se define mediante 3 parámetros: a_0 , a_1 y a_2 . Estos 3 parámetros están disponibles para los colectores probados de acuerdo con los estándares ASHRAE y calificados por SRCC.

b) Intercambiador de calor

En la *Figura 2.12*, se muestra el intercambiador de calor tipo contraflujo, considerando las temperaturas de entrada, los caudales másicos del lado caliente y frío, y el coeficiente global de transferencia de calor. Con esto, se modela el comportamiento térmico encontrando la energía útil Q_u , la energía transferida Q_t y la energía que se pierde al medio ambiente Q_l .

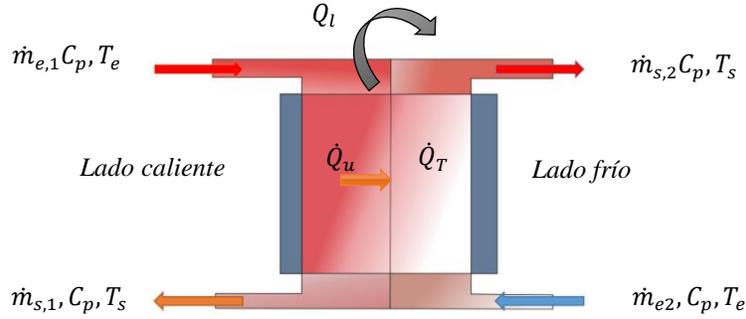


Figura 2.12 Comportamiento térmico del intercambiador de calor.

Balance de energía

Las Ecs. (2.20), (2.21) y (2.22) modelan el comportamiento térmico del intercambiador en términos de la energía útil Q_u , transferida Q_t y rechazada al medio ambiente Q_l . En el modelo se considera el flujo másico \dot{m} de cada lado, el calor específico de cada fluido de trabajo C_p , y T_e y T_s son las temperaturas de entrada y salida, para cada lado, frío o caliente.

$$Q_u = \dot{m}_{(e/s)1} C_p (T_s - T_e) \quad (2.20)$$

$$Q_t = \dot{m}_{(e/s)2} C_p (T_s - T_e) \quad (2.21)$$

$$Q_l = Q_u - Q_t \quad (2.22)$$

Efectividad-NTU para el intercambiador de calor

La Ec. (2.23), modela la efectividad del intercambiador de calor, que considera la relación de la energía útil Q_u , y la energía máxima transferida Q_{max} .

$$\varepsilon = \frac{Q_u}{Q_{max}} \quad (2.23)$$

La transferencia de calor máxima que ocurre en el intercambiador de calor se determina con la Ec. (2.24), considerando el flujo masico y calor específicos mínimos, $(\dot{m}_{e/s} C_p)_{min}$, de cada lado del intercambiador de calor, así como también las temperaturas de entrada.

$$Q_{max} = (\dot{m}_{e/s} C_p)_{min} (T_{e,1} - T_{e,2}) \quad (2.24)$$

Sustituyendo la Ec. (2.24) en la Ec. (2.23), se obtiene la efectividad, Ec. (2.25).

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{(e/s)1} C_p (T_s - T_e)}{(\dot{m}_{e/s} C_p)_{\min} (T_{e,1} - T_{e,2})} \quad (2.25)$$

Otra forma de determinar la efectividad del intercambiador de calor tipo contraflujo es utilizando el número de unidad de transferencia NTU, y las dimensiones de la tasa de capacitancia, *Ec.* (2.26) y (2.27).

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - C * e^{-NTU(1-C)}} \text{ si } C \neq 1 \quad (2.26)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 - NTC} \text{ si } C = 1 \quad (2.27)$$

La *Ec.* (2.28) y *Ec.* (2.29) determina el NTC y C.

$$NTU = \frac{UA}{(mcp)_{\min}} \quad (2.28)$$

$$C = \frac{(mcp)_{\min}}{(mcp)_{\max}} \quad (2.29)$$

Kays y London (1964) dan ecuaciones y gráficos de efectividad para muchos tipos de intercambiadores de calor.

c) Tanque de almacenamiento térmico

El rendimiento térmico del tanque de almacenamiento, sujeto a estratificación térmica, se modela asumiendo que el tanque consta de N segmentos de volúmenes, totalmente mezclados como se muestra en la *Figura 2.13*. Para cada intervalo de tiempo, cualquier inversión de temperatura que exista se elimina mediante la mezcla de los nodos adyacentes apropiados. En la *Figura 2.13*, se ilustra el tanque de almacenamiento, donde se almacena la energía que proviene del primer intercambiador de calor Q_{alm} , así también, el tanque transmite la energía al segundo intercambiador Q_t y pierde cierta parte de la energía al medio ambiente Q_l .

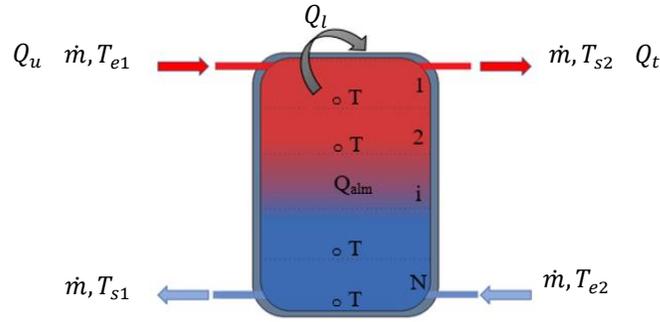


Figura 2.13 Comportamiento térmico del tanque de almacenamiento.

La Ecs. (2.30), (2.31) y (2.32) modelan la energía almacenada, transferidas y pérdida al medio ambiente, considerando las temperaturas de entrada y salidas, (T_e , T_s), flujos másicos de entrada y salida, (\dot{m}_{1i} , \dot{m}_{2o}) y el calor específico del fluido de trabajo C_p .

$$Q_{alm} = Q_u + Q_t - Q_l \quad (2.30)$$

$$Q_t = Q_{alm} - Q_u + Q_l \quad (2.31)$$

$$Q_l = \dot{m}(T_{s1} - T_{e1}) + \dot{m}(T_{s2} - T_{e2}) - Q_{alm} \quad (2.32)$$

d) Calentador auxiliar

El calentador auxiliar se utiliza para elevar la temperatura del fluido usando un control interno determinado por el usuario, siempre que la función de control sea 1 y que la temperatura de entrada sea menor que el punto de ajuste T_o . En la Figura 2.14 se presenta el calentador auxiliar y las condiciones térmicas de entrada y salida.



Figura 2.14 Comportamiento térmico del calentador auxiliar.

Aplicando balances de energía, la Ec. (2.33), determina la energía generada por el calentador auxiliar, considerando el flujo masico $\dot{m}_{e,s}$ calor específico C_p , y temperaturas $T_{e,s}$, de entrada y salida.

$$Q_{gen} = \dot{m}_s C_p(T_o) - \dot{m}_e C_p(T_e) \quad (2.33)$$

2.4.2 Sistema de generación de vapor

e) Colector solar Cilindro Parabólico

La *Figura 2.15* se muestra el esquema de los elementos que componen el colector cilindro parabólico. El colector está compuesto por el tubo absorbedor, espejo reflector, y sistema de seguimiento.

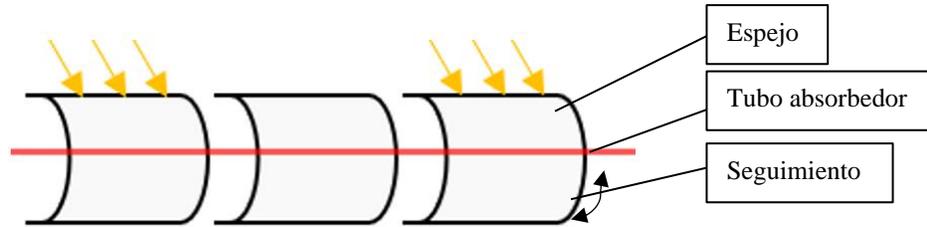


Figura 2.15 Comportamiento térmico del colector cilindro parabólico.

La radiación solar incide sobre la superficie reflectora y al mismo tiempo al tubo absorbedor, existiendo una cantidad de energía captada Q_s , absorbida Q_a , útil Q_u y pérdida Q_l , al medio ambiente. La *Ec. (2.34)* se utiliza para calcular la máxima cantidad de energía captada por el colector cilindro parabólico, considerando el área de apertura A_{aper} , la irradiación solar directa sobre la superficie DNI , y el ángulo de incidencia ϕ .

$$\dot{Q}_s = A_{Aper} * DNI * Cos(\phi) \quad (2.34)$$

Con la *Ec. (2.35)* se obtiene la Q_a , donde se utilizan las eficiencias ópticas $n_{opt,0^\circ}$, el ángulo de incidencia modificador K_ϕ y los factores de limpieza F_e del colector.

$$Q_a = A_{Aper} * DNI * Cos(\phi) * n_{opt,0^\circ} * K_\phi * F_e \quad (2.35)$$

Con la *Ec. (2.36)* se obtiene el ángulo de incidencia modificador, para ángulos mayores a 80° y menores de 90° el K_ϕ es igual a cero.

$$K_\phi = 1 - 2.23073 * 10^{-4}(\phi) - 1.1 * 10^{-4}(\phi)^2 + 3.18596 * 10^{-8}(\phi)^4 \quad (2.36)$$

La energía térmica útil Q_u , del sistema se obtiene por medio de la *Ec. (2.37)*, considerando el flujo másico, y las entalpías específicas del fluido de entrada y salida del captador (h_o , h_e).

$$Q_u = m * (h_o - h_e) \quad (2.37)$$

En la *Figura 2.16*, se presenta el esquema del balance de transferencia de calor para el tubo receptor. En el esquema se describe (1) fluido de trabajo; (2) tubo receptor de la superficie

interna; (3) tubo receptor de la superficie externa; (4) superficie interna de la cubierta de vidrio; (5) superficie externa de la cubierta de vidrio; (6) ambiente y (7) cielo.

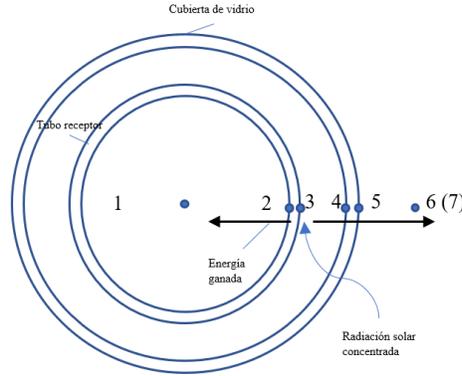


Figura 2.16 Mecanismos de transferencia de calor del tubo receptor.

En el punto 1 y 2, se transfiere la energía por convección forzada entre el fluido de trabajo y la superficie interna del tubo receptor $Q_{1-2,conv}$; En el punto 2 y 3, se transfiere la energía por conducción producida entre la superficie interna y externa del tubo $Q_{2-3,cond}$; en el punto 3 y 4, se transfiere energía por convección natural y radiación, entre la superficie externa del tubo receptor e interna de la cubierta de vidrio $Q_{3-4,conv}$, $Q_{3-4,rad}$; En los puntos 4 y 5, se transfiere energía por conducción entre la superficie interna y externa de la cubierta de vidrio $Q_{4-5,cond}$; y en los puntos 5 y 6, se transfiere energía por convección natural y forzada, entre la superficie externa del vidrio y el ambiente $Q_{5-6,conv}$, también, la radiación entre la superficie externa del vidrio y el cielo $Q_{5-7,rad}$. Conociendo cada uno de los mecanismos de transferencia de calor en el tubo receptor, se aplica un balance de energía para conocer la energía que se pierde al medio ambiente con la *Ec.* (2.38).

$$Q_l = Q_{3-4,conv} + Q_{3-4,rad} = Q_{4-5,cond} = Q_{5-6,conv} + Q_{5-7,rad} \quad (2.38)$$

Las pérdidas térmicas globales Q_l , del colector cilindro parabólico en el tubo absorbedor, puede ser calculada considerando el coeficiente global de pérdida de calor U_L , desde el tubo absorbedor hasta el ambiente, *Ec.* (2.39). El coeficiente U_L , está dada como una función de la temperatura del absorbedor que se obtiene con la *Ec.* (2.40).

$$\dot{Q}_{loss} = \pi * D_o * L * U_L(T_r - T_a) \quad (2.39)$$

$$U_L = a_1 - a_2(T_r - T_a) + a_3(T_r - T_a)^2 \quad (2.40)$$

donde T_r es la temperatura media del fluido, T_a la temperatura ambiente y los coeficientes a_1, a_2 y a_3 , se encuentran en la *Tabla 3.4*.

2.5 Modelos de optimización térmica para la construcción de mapas de diseño

Los mapas de diseño se construyen con simulación térmica, en estado transitorio, con la variación de parámetros, de la razón de uso y volumétrica, que dimensionan el sistema de precalentamiento, en función de la fracción solar y ganancia de calor solar anual. Los modelos de optimización térmica se resuelven para cada paso de iteración, ajustando las relaciones de área y volumen del sistema, conociendo la demanda diaria en *litros/día* o *m³/día*.

La razón de uso establece los litros de fluido que pasan por cada m^2 de área de colección, esta razón, está dada en (*litros/m²-día*) y es determinada con la *Ec. (2.41)*, donde para cada paso de simulación se propone un A_c , área de colección del sistema de calentamiento.

$$\text{Razón de uso } (R_u) = \frac{\text{Demanda}}{A_c} \quad (2.41)$$

La razón volumétrica establece los litros de agua almacenada por área de colección, esta razón está dada en (*l/m²*), este parámetro determina el volumen del tanque de almacenamiento térmico, como se muestra en la *Ec. (2.42)*.

$$V_T = A_c * R_v \quad (2.42)$$

Los flujos masicos de las bombas se ajustan con relación a la demanda establecida y el perfil de horas de trabajo, *Ec. (2.43)*.

$$\dot{m} = \frac{\text{Demanda}}{\text{horas de trabajo}} \quad (2.43)$$

Capítulo 3

Estrategia de optimización de sistemas

En esta sección se presenta la etapa de desarrollo de estrategia de simulación, que corresponde a la segunda etapa de la metodología general. El desarrollo de estrategia toma en cuenta el desarrollo del sistema de precalentamiento, generación de vapor y modelado térmico del tubo absorbedor y su respectiva verificación/validación, así también el acoplamiento del sistema híbrido.

3.1 Estrategia de optimización general del sistema híbrido

En la *Figura 3.1* se presenta la metodología de este trabajo. La metodología se divide en cuatro etapas. En la etapa 1 se realiza la selección del caso de estudio, donde se considera el recurso solar y las condiciones climáticas, la demanda a satisfacer en un proceso industrial y la configuración del sistema propuesto. En la etapa 2 se desarrolla una estrategia de simulación del sistema de precalentamiento y de evaporación acoplados, que se verifica con resultados reportados, en el desarrollo se utiliza la plataforma de TRNSYS. La simulación en TRNSYS se complementa con la simulación en FORTRAN del tubo absorbedor. En la etapa 3 se realiza la optimización del sistema híbrido, donde se considera análisis por variación de parámetros, considerando el tubo absorbedor del *CSCP*. La variación de parámetros involucra la razón de uso y razón volumétrica del sistema de precalentamiento considerando la temperatura de precalentamiento y la presión. En la etapa 4 se construyeron los mapas de diseño, correlacionado la fracción solar y ganancia de calor solar total del sistema con la temperatura de precalentamiento, la razón de uso y la razón volumétrica. Es de resaltar que el efecto del sistema de precalentamiento en el proceso de generación de vapor se realiza con la simulación térmica en el tubo absorbedor, que permite relacionar la eficiencia del sistema en términos de la Fracción solar. En el sistema híbrido solar-solar-convencional, el análisis, como ya se mencionó se realiza variando parámetros, como lo son la razón de uso y razón volumétrica.

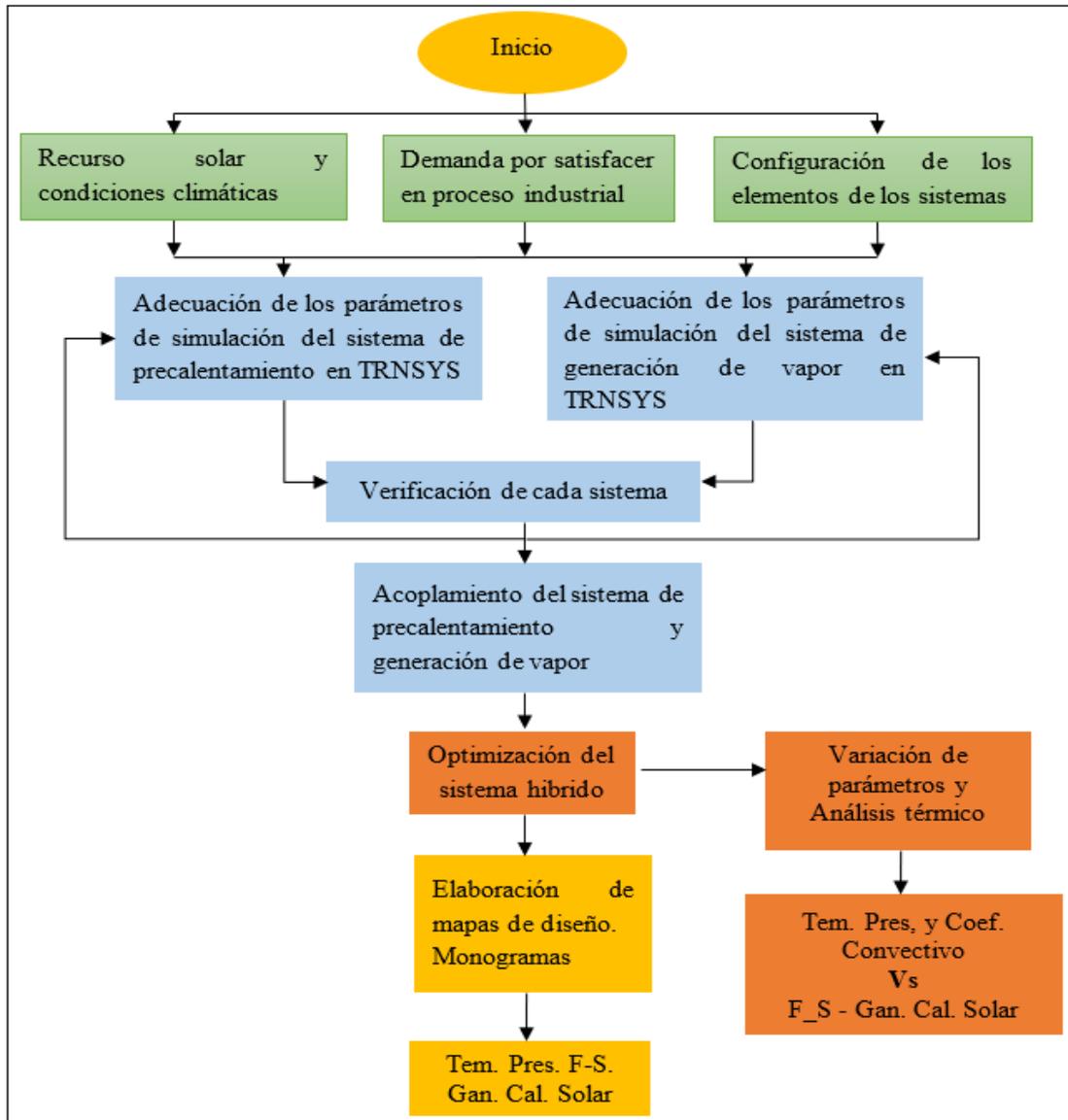


Figura 3.1 Metodología general.

- E 1 Selección del caso de estudio.
- E 2 Desarrollo de estrategia de simulación.
- E 3 Optimización del sistema híbrido.
- E 4 Elaboración de mapas de diseño.

3.2 Plataforma de simulación del sistema generador de vapor

La plataforma de simulación para el sistema híbrido se construye en TRNSYS, que se basa en un entorno gráfico, y análisis por sistemas, Hongbo (2018). El sistema híbrido está integrado por el sistema de precalentamiento, sistema de generación de vapor y el modelado del tubo evaporador. El sistema de precalentamiento y generación de vapor, se desarrollan por circuitos, describiendo las interconexiones entre cada uno de los componentes y su proceso. La construcción del modelado del tubo evaporador se describe con el diagrama de flujo presentado en la *Figura 3.9*, de la *Sección 3.2.3*. El diagrama sigue una secuencia iterativa de ecuaciones y correlaciones que permiten conocer el perfil de la temperatura de salida en el tubo evaporador.

3.2.1 Construcción de la plataforma de simulación del sistema de precalentamiento

La plataforma de simulación del precalentamiento se construye con tres circuitos: a) circuito de captación solar, b) circuito de almacenamiento térmico y c) circuito de entrega de calor al evaporador. En la *Figura 3.2*, se presenta el primer circuito de captación solar, en este caso, el campo de colectores de placa plana recibe la energía solar incidente sobre la superficie, esto a su vez, eleva la temperatura del fluido de trabajo. El fluido de trabajo se transporta por medio de la primera bomba hidráulica al intercambiador de calor 1, en la parte superior, cediendo la energía al fluido de trabajo de menor temperatura del segundo circuito.

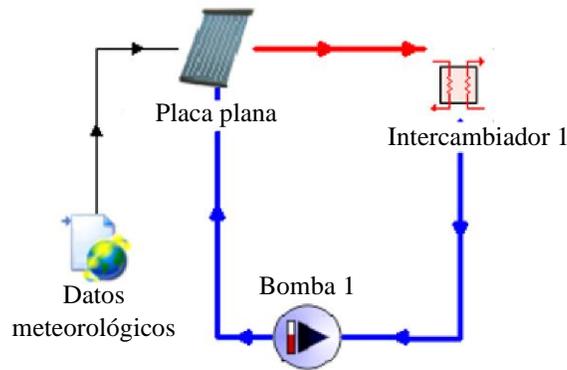


Figura 3.2 Primer circuito de captación solar.

En la *Figura 3.3*, se presenta el segundo circuito donde se almacena la energía. En este circuito, el agua funciona como fluido de trabajo, recoge energía del intercambiador 1 y la entrega al intercambiador 2, una vez que se almacena en el termo tanque. En la parte de recolección de

energía, el agua se almacena en el termo tanque y es recirculada por la segunda bomba hidráulica, extrayendo agua de la parte inferior. El agua incrementa su temperatura en el intercambiador 1 y se almacena nuevamente por la parte superior del termotanque. En la parte superior del termo tanque se extrae agua precalentada con la tercera bomba hidráulica y esta se entrega la energía en el intercambiador 2 al tercer circuito.

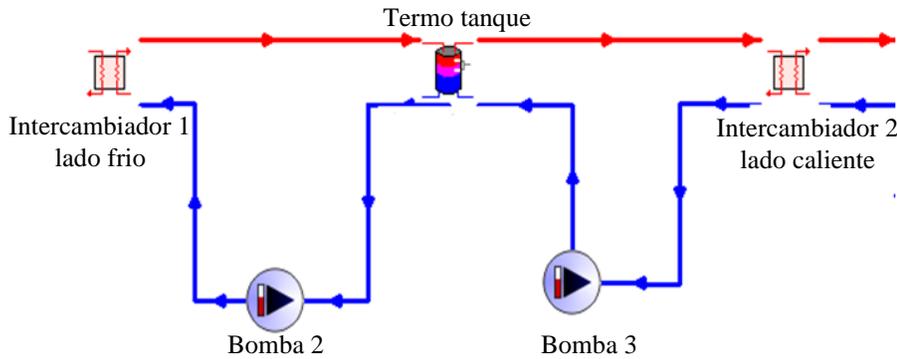


Figura 3.3 Integración de almacenamiento térmico.

En la *Figura 3.4* se presenta el tercer circuito, donde se recoge energía del intercambiador de calor 2 y se entrega al evaporador. En el tercer circuito, agua es recirculada por la cuarta bomba hidráulica, incrementando su temperatura en el intercambiador 2 y a su vez conducida al calentador auxiliar para suministrar la energía faltante al proceso.

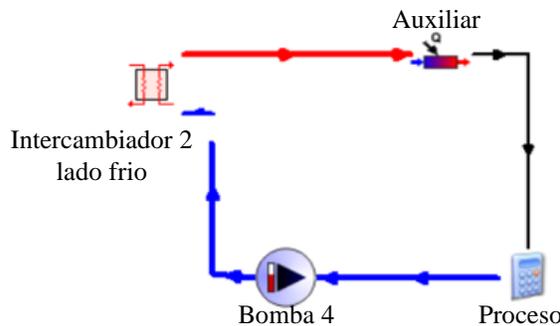


Figura 3.4 Integración del tercer circuito, entrega de calor al proceso.

En la *Figura 3.5* se presenta la configuración general del sistema acoplando los tres circuitos, donde adicionalmente se muestra el sistema de control. El sistema de control consta de dos controladores que controlan la operación de las bombas. El primer controlador permite la operación del colector mediante la bomba hidráulica 1, se alimenta con la temperatura de salida

del colector, y con la temperatura de la parte superior del tanque, considera una diferencia de $+10^{\circ}\text{C}$. El segundo controlador considera que la temperatura del colector es menor que la temperatura del tanque en la parte inferior con una diferencia de $+3$. En este caso, la bomba 2 se apaga, si la temperatura del tanque en la parte superior es igual a 90°C . También, la temperatura del tanque de almacenamiento en la parte superior se censa, sí es mayor que la temperatura del proceso, entonces trabajan las bombas 3 y 4. La bomba 4 se opera de acuerdo con el perfil de demanda.

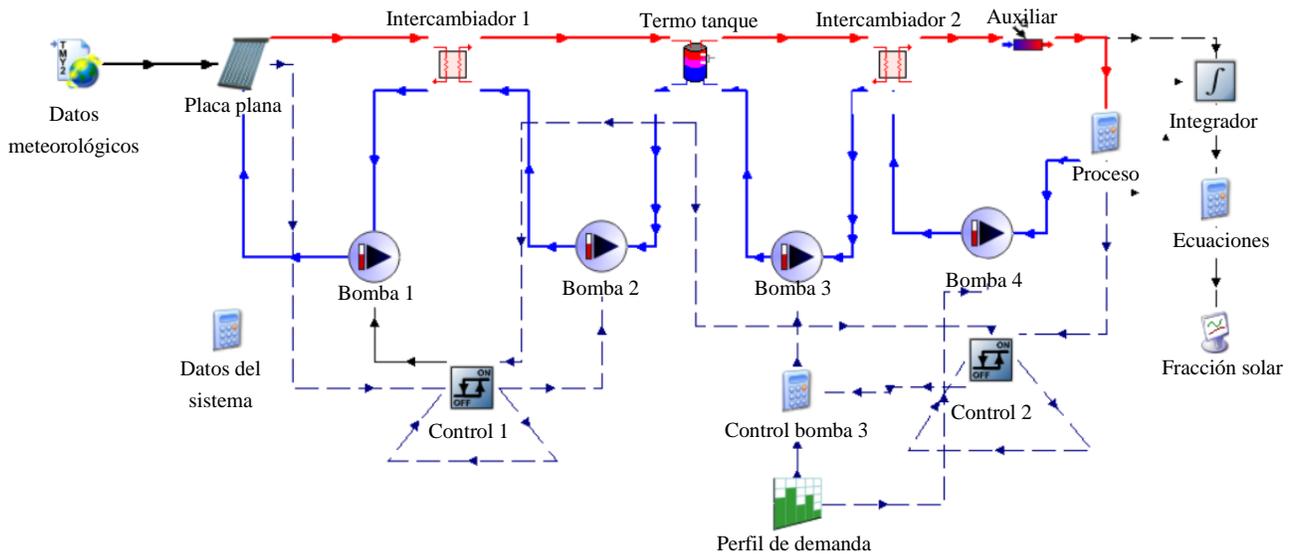


Figura 3.5 Sistema de precalentamiento integrado por cada circuito.

Características de los componentes del circuito 1

En las *Tablas 3.1* y *3.2*, se describen las características y propiedades termo físicas del campo de colectores, bomba e intercambiador de calor utilizados en el circuito 1. Los colectores utilizados fueron los de placa plana, ya que estos cuentan con eficiencias hasta 0.8 de acuerdo con Tagle *et al.* (2016), para sistemas de precalentamiento. La bomba hidráulica 1, cuenta con diferente capacidad debido al fluido de trabajo utilizado, en este caso una mezcla de agua-etilenglicol. El intercambiador de calor utilizado es de tipo contraflujo, con un coeficiente de transferencia de calor de 24.0 kW/K , igual al reportado por la IEA (2015).

Tabla 3.1 Características de los componentes del Circuito 1.

Colector solar					
Tipo		Placa plana			
Área de colectores		Variable			
Fluido de transferencia en el colector		Agua/glicol con $C_p = 3.7 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{K})$			
Eficiencia		0.811			
Ángulo azimutal		Frente al Ecuador			
Ángulo de inclinación		40°			
Bomba hidráulica 1					
Fluido de trabajo	Capacidad (kg/h)	Potencia kW	Eficiencia total de la bomba	Eficiencia del motor	Fluido de trabajo
Agua/propilenglicol	6000	6	0.6	0.9	Agua/propilenglicol

Tabla 3.2 Características del intercambiador 1(lado caliente).

Intercambiador de calor 1		
Dirección del flujo	Contraflujo	
Fluido de trabajo	Lado caliente	
	Fluido	Agua 70%-Etilenglicol 30%
	Calor específico C_p	3.72 kJ/kg K

Características de los componentes del segundo circuito

En las *Tablas 3.3 y 3.4*, se presentan las características y propiedades termo físicas de los componentes que conforman al segundo circuito. El segundo circuito cuenta con dos intercambiadores de calor, dos bombas y un termo tanque para almacenamiento de energía. El segundo intercambiador de calor tiene un coeficiente de transferencia de calor de 12.0 kW/K igual al sistema propuesto por la IEA, (2015). Las bombas dos y tres, tienen capacidades diferentes de trabajo, ya que estas dependen del volumen del tanque de almacenamiento y la razón de uso.

Tabla 3.3 Características del intercambiador 1-2.

Intercambiador de calor 1		
Dirección del flujo	Contraflujo	
	Lado frío	
	Fluido	Agua común
	Calor específico C_p	4.19 kJ/kg K
Intercambiador de calor 2 (lado caliente)		
Dirección del flujo	Contraflujo	
Fluido de trabajo	Lado caliente	
	Fluido	Agua común

	Calor específico, C_p	4.19 $kJ/kg K$
	Volumen	Longitud
Termo tanque	Variable	Variable

Tabla 3.4 Características de la bomba 2, 3.

Bomba hidráulica 2,3				
Fluido de trabajo	Capacidad (kg/h)	Potencia (kW)	Eficiencia de la bomba	Eficiencia del motor
Agua	6000	6	0.6	0.9
gua	5000	6	0.6	0.9

Características de los componentes del tercer circuito

En las *Tablas 3.5, 3.6 y Figura 3.6*, se presentan las características y propiedades termo físicas de los componentes que integran el tercer circuito de entrega de calor al proceso. Los componentes son; la cuarta bomba hidráulica, el intercambiador de calor dos (lado frío), perfil de demanda diaria calentador auxiliar y proceso. La bomba cuatro tiene diferente capacidad debido a que depende del perfil de demanda, y el fluido de trabajo utilizado es agua tratada. El intercambiador de calor tipo contraflujo transfiere la energía al agua tratada con un coeficiente de transferencia de calor de $12.00 kW/K$. Para el perfil de demanda se emplea un control *On-Off* para la cuarta bomba hidráulica, el cual está definido por los periodos de tiempo, para un valor de uno, la bomba se enciende y para un valor de cero la bomba se apaga ($On=1, Off=0$).

Tabla 3.5 Características de la bomba 4.

Nº. Bomba	Fluido de trabajo	Capacidad (kg/h)	Potencia nominal(kW)	Eficiencia total de la bomba	Eficiencia del motor
4	Agua tratada	5000	6	0.6	0.9

Tabla 3.6 Características del intercambiador 2.

Intercambiador de calor 2	
Lado frío	
Fluido	Agua tratada
Calor específico, C_p	4.19 $kJ/kg K$
Coefficiente de transferencia de calor	12.0 kW/K

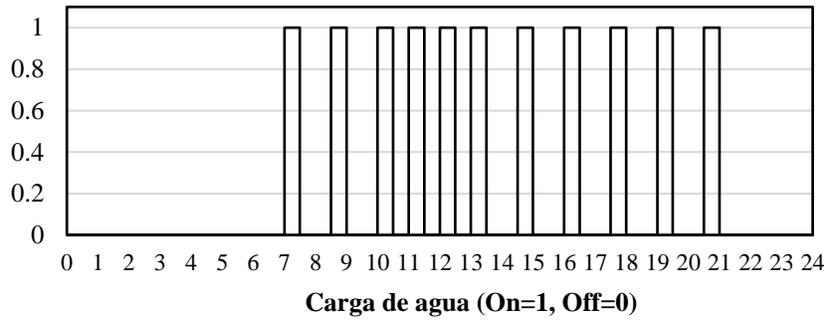


Figura 3.6 Perfil de carga.

3.2.2 Plataforma de simulación del sistema de generación directa de vapor

La plataforma del sistema de generación de vapor cuenta de un sólo circuito, en el cual existe el precalentamiento, la evaporación, y el sobrecalentamiento en la misma línea de evaporación. En la *Figura 3.7*, se presenta el circuito de generación de vapor. El campo de colectores recibe la radiación solar incidente sobre la superficie, y la concentra en el tubo evaporador. El tubo evaporador, sede la energía al fluido de trabajo, en este caso agua tratada, impulsada por la bomba hidráulica y está es evaporada en toda la línea focal del campo de colectores, a una temperatura de salida del vapor de $272^{\circ}C$. La configuración utilizada básicamente consiste en una línea orientada de norte - sur compuesto de 11 colectores solares cilindros parabólicos conectados en serie.

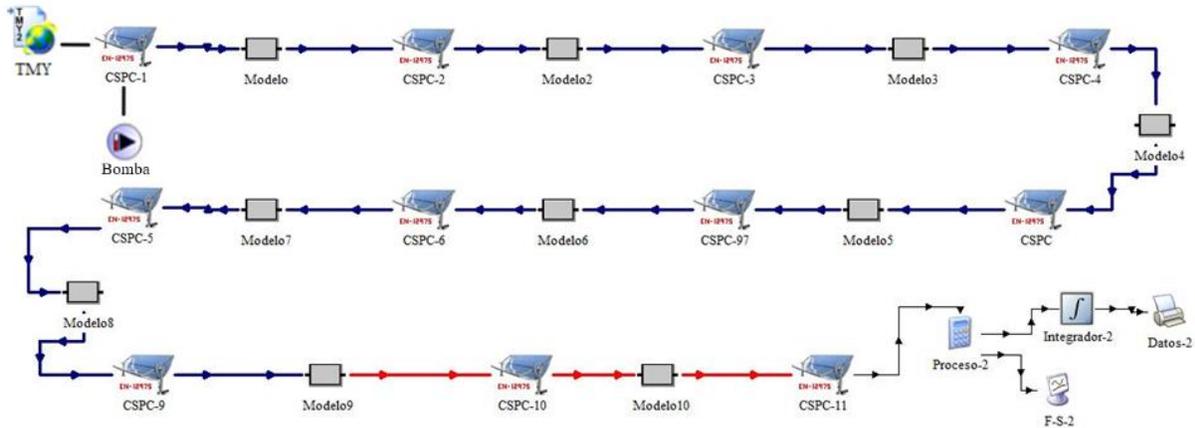


Figura 3.7 Plataforma del sistema de generación vapor en TRNSYS.

Características de los componentes del circuito de generación de vapor

En las *Tablas 3.7 y 3.8*, se presentan las características y propiedades termo-físicas de los componentes que integran al circuito de generación de vapor. El circuito cuenta con una bomba hidráulica, y 11 colectores cilindro parabólicos tipo LS-3 modificados. La bomba hidráulica tiene un flujo másico de 0.47 kg/s y circula agua tratada. Los colectores tienen una longitud de 50 m , excepto para los colectores nueve y diez con una longitud de 25 m . El tubo absorbedor está hecho de acero de aleación ferrítica A335 P22 con un diámetro interno y externo de 0.05 y 0.07 m , respectivamente.

Tabla 3.7 Características de la bomba hidráulica del sistema de generación de vapor.

Nº. Bomba	Fluido de trabajo	Capacidad (kg/s)	Potencia nominal(kW)	Eficiencia total de la bomba	Eficiencia del motor
1	Agua tratada	0.47	6	0.6	0.9

Tabla 3.8 Características de los colectores cilindros parabólicos.

Colector solar		
Tipo	Cilindro parabólico LS-3	
Colectores	#1 al #9	50 m
Colectores	#10 al #11	25 m
Parábola	5.76 m	
Longitud focal	1.71 m	
Diámetros	Interno	Externo
	0.05 m	0.07 m
Fluido de trabajo	$C_p = 3.19 \text{ kJ}/(m^2K)$	
Ángulo de inclinación	Norte-Sur	

3.2.3 Generación de vapor en tubo absorbedor

En la *Figura 3.8* se presenta el método de solución del modelado de la generación de vapor en el tubo evaporador del colector cilindro parabólico, que se divide en: suministro de datos, solución de las ecuaciones del modelo térmico y salida de datos. El método de solución sigue una secuencia iterativa de correlaciones que se resuelven para cada paso de tiempo. La solución de las ecuaciones permite conocer el perfil de la distribución de la temperatura, la calidad del vapor y el coeficiente convectivo en la fase líquida, bifásica y sobrecalentamiento.

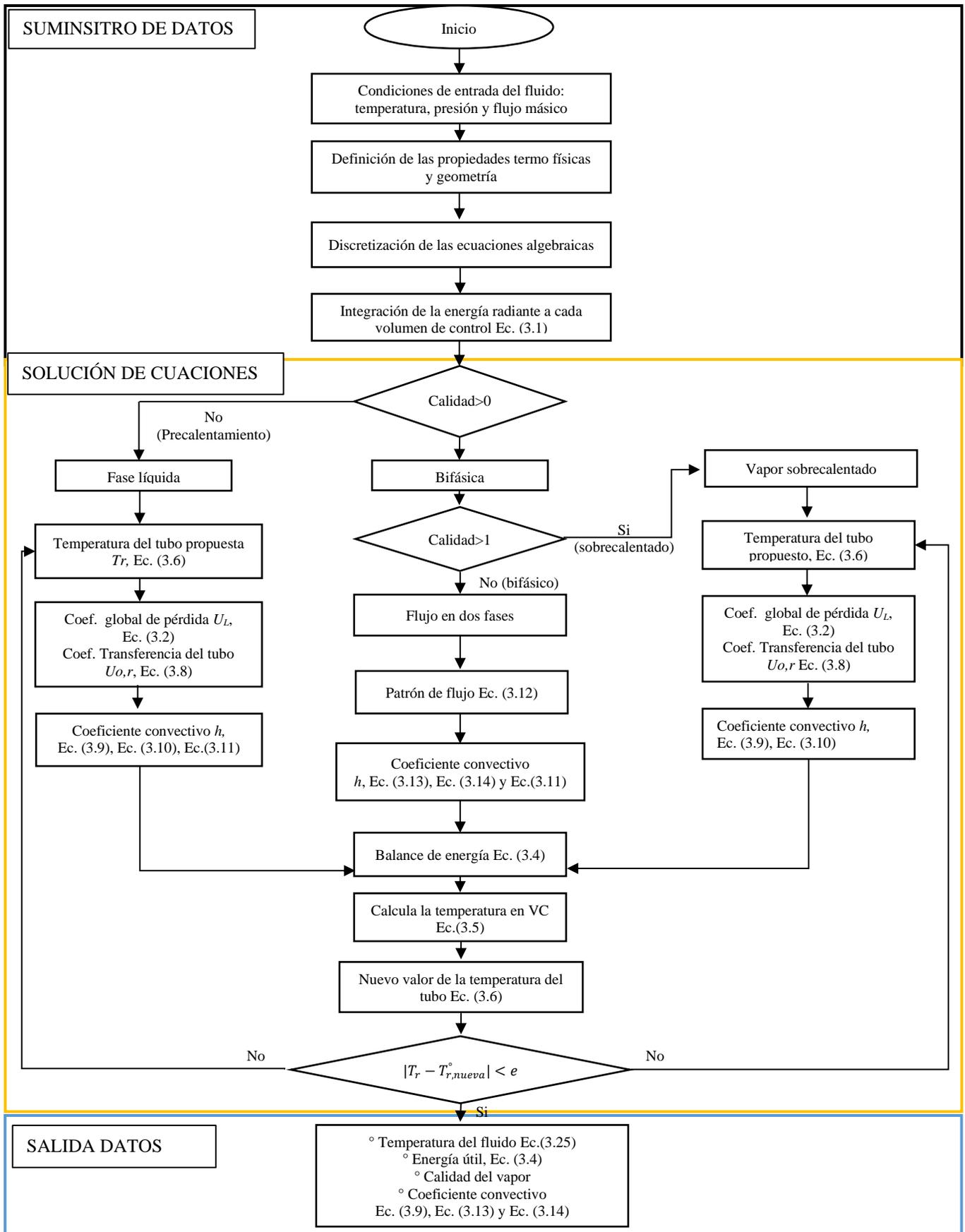


Figura 3.8 Diagrama de flujo del modelado de generador de vapor.

Suministro de datos

En suministro de datos se presentan las condiciones del fluido de trabajo. Las condiciones son: presión, temperatura y flujo másico. Se muestran también, las propiedades y geometría del tubo absorbedor, la discretización de las ecuaciones algebraicas y la radiación solar en cada volumen de control. La energía solar absorbida en cada volumen de control se determina con la Ec. (3.1), que considera las condiciones de operación del colector solar, como son el área de apertura de cada VC, la radiación solar directa, el ángulo modificador, el ángulo de incidencia modificado, y la transmitancia/absortancia del vidrio.

$$\dot{Q}_{abs(i)} = \frac{A_{Aper}}{N_{x-1}} * DNI * \cos(\phi) * n_{opt,0^\circ} * K_\phi * Fe \quad (3.1)$$

Solución de las ecuaciones del modelo térmico

La solución de las ecuaciones permite conocer la temperatura del tubo evaporador T_r , el coeficiente global de pérdida de calor del tubo U_L , el coeficiente de transferencia de calor convectivo h , y la pérdida de energía al medio ambiente Q_i . Las ecuaciones son resueltas por el método utilizado por el autor Amine y Elsafi, (2015), con un criterio de convergencia. La solución se realiza para la fase de precalentamiento, vapor saturado y sobrecalentado.

Fase líquida-precalentamiento

En la fase líquida, las ecuaciones se resuelven de forma iterativa, como primer paso, se propone un valor para la temperatura del tubo T_r , para calcular el coeficiente global de pérdidas de calor del tubo U_L con la Ec. (3.2). El segundo paso iterativo, ocurre cuando la diferencia de la temperatura actual y la T_r , es menor al criterio de paro.

$$U_{L(i)} = a_1 + a_2 (T_{r(i)} - T_{amb}) + a_3 (T_{r(i)} - T_{amb})^2 \quad (3.2)$$

En la *Tabla 3.9*, se presenta los coeficientes de U_L , que son obtenidos de forma experimental para el ajuste de curva de eficiencia del colector, dependiente de la temperatura del tubo absorbedor.

Tabla 3.9 Coeficientes del tubo receptor.

Eficiencia del colector			
T_r (°C)	a_0	a_1	a_2
<200	0.687257	0.001941	0.000026
200-300	1.433242	-0.00566	0.000046
>300	2.895474	-0.0164	0.000065

Las Ecs. (3.3), (3.4) y (3.5), se utilizan para calcular la pérdida de energía Q_l , útil Q_u y la temperatura de salida del tubo evaporador T_s , respectivamente. La pérdida de energía considera el área longitudinal del tubo evaporador A_l , la temperatura ambiente T_{amb} , y las variables de T_r y U_L . La energía útil se obtiene del balance de energía, de la diferencia de la energía absorbida y la pérdida al ambiente. Posteriormente la energía útil permite conocer la temperatura de salida despejando de la Ec. (3.4), cómo se presenta en la Ec. (3.5).

$$Q_l = A_l * U_l * (T_r - T_{amb}) \quad (3.3)$$

$$Q_{u(i)} = Q_{abs(i)} - Q_{l(i)} \quad (3.4)$$

$$T_{s(i)} = \frac{Q_u}{\dot{m} * c_p} + T_{e(i-1)} \quad (3.5)$$

La temperatura de salida T_s , se utiliza en la Ec. (3.6) para el nuevo valor de la T_r , que depende de la temperatura media del fluido T_{mf} , y el coeficiente global de transferencia de calor del tubo receptor $U_{o,r}$. La Ec. (3.7) se utiliza para determinar la T_{mf} , que se obtiene de la diferencia de la temperatura de salida y la entrada de cada paso. Con la Ec. (3.8), se obtiene el $U_{o,r}$, dependiente del coeficiente convectivo h y la fase del fluido.

$$T_r = T_{fm} + \frac{Q_{\acute{u}til}}{\pi * D_o * L * U_{o,r}} \quad (3.6)$$

$$T_{mf} = \frac{(T_{s(i)} + T_{e(i-1)})}{2} \quad (3.7)$$

$$U_{o,r} = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)^i * \frac{1}{h} + \frac{D_o}{2K_r} \log\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (3.8)$$

Coefficiente convectivo en la fase de líquida

El coeficiente convectivo h , en la fase líquida se obtiene resolviendo la Ec. (3.9) de *Gnielinski (1976)*. El coeficiente h considera el factor de fricción, el número de Reynolds, Prandtl y la conductividad térmica. Con la Ec. (3.10) se obtiene el coeficiente de fricción del tubo, dependiente del número de Reynolds que se determina con la Ec. (3.11), considerando el flujo como turbulento.

$$h_{1(i)} = \frac{k_{1ph}}{Di} \left[\frac{\left(\frac{f_{Gni(i)}}{8}\right)(Re_{1-1000})Pr_{1(i)}}{1+12.7(f_{Gni(i)}/8)^{0.5}(Pr_{1(i)})^{2/3}-1} \right] \quad (3.9)$$

$$f_{Gni(i)} = (1.82 \log (Re_{1ph}) - 1.64)^{-2} \quad (3.10)$$

$$Re_l = \frac{G(1-\dot{x})}{\mu_l} \quad (3.11)$$

Coefficiente convectivo en la fase de vapor

El coeficiente convectivo h , en el flujo de dos fases, se evalúa conociendo el patrón de flujo presentado en el tubo evaporador, ya sea estratificado o anular. La Ec. (3.12), determina el patrón de flujo presentado, usando las dimensiones del número de *Froud*, considerando el flux másico G , la aceleración de la gravedad g , la densidad en estado líquido ρ , y el diámetro interno D_i .

$$F_r = \frac{G^2}{\rho_{1ph}^2 * g * D_i} \quad (3.12)$$

Para un flujo estratificado, el coeficiente convectivo se determina utilizando la Ec. (3.13), si Fr es menor que 0.04. El coeficiente convectivo en la fase bifásica es denotado por h_{2ph} , y la calidad de vapor por \dot{x} , los subíndices l y g , indican la fase del líquido y vapor, respectivamente.

$$\frac{h_{2ph}}{h_l} = 3.9 F_r^{0.24} \left(\frac{\dot{x}}{1-\dot{x}}\right)^{0.64} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.4} \quad (3.13)$$

Cuando el flujo es anular dentro del tubo absorbedor, el coeficiente de transferencia de calor h , se calcula con la Ec. (3.14), considerando la contribución del núcleo de ebullición y la contribución de la convención de una sola fase para vapor saturado. El factor de S y el factor de

corrección E son determinadas por la Ec. (3.15) y (3.16). El factor de supresión E , considera el número de ebullición B_o , y el parámetro de Martinelli X , y se determinan con las Ecs. (3.17) y (3.18).

$$h_{2ph} = Sh_{NB} + Eh_l \quad Fr > 0.004 \quad (3.14)$$

$$S = (1 + 1.15 * 10^{-6} E^2 Re_l^{1.17})^{-1} \quad (3.15)$$

$$E = 1 + 24,000 * B_o^{1.16} + 1.3X^{-0.86} \quad (3.16)$$

$$B_o = \frac{\dot{q}_{abs}}{m(h_g - h_l)} \quad (3.17)$$

$$X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (3.18)$$

El coeficiente de transferencia de calor convectiva en la fase líquida h_l , es determinado por la Ec. (3.19). El coeficiente de transferencia de calor del núcleo de ebullición en la región húmeda y caliente del flujo anular se obtiene con la Ec. (3.20), considerando la presión reducida del agua.

$$h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D_i}\right) \left(\frac{G(1-x)D_i}{\mu_l}\right)^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (3.19)$$

$$h_{NB} = P_{red}^{0.12} (-\log(P_{red}))^{-0.55} M^{-0.5} q_{abs}^{0.67} \quad (3.20)$$

Conociendo el coeficiente convectivo h , se obtiene el coeficiente global de pérdidas de calor $U_{o,r}$, con la Ec. (3.8) y una nueva temperatura Tr . Si la diferencia entre la Tr anterior y Tr nueva es menor que el criterio de convergencia, los datos de salida se imprimen Ecuación 3.21.

$$|T_r - T_{r,nueva}^\circ| < e \quad (3.21)$$

Datos de salida

Los datos de salida se obtienen con las Ecs. (3.22), (3.23), (3.24), y (3.25). Los datos de salida son; el perfil de temperatura de cada paso, la energía útil, el flujo evaporado y la calidad del vapor, así como también el coeficiente convectivo h , en toda la longitud del tubo absorbedor del campo de colección, respectivamente.

$$T_{s(i)} = \frac{Q_{u(i)}}{\dot{m}(i) * Cp(i)} + T_{e(i-1)} \quad (3.22)$$

$$Q_{u(i)} = Q_{abs(i)} - Q_{l(i)} \quad (3.23)$$

El flujo evaporado se obtiene cuando la energía útil del sistema es mayor que la energía latente de evaporación con la Ec. (3.24) y la calidad del vapor con la Ec. (3.25).

$$F_e(i) = \frac{Q_{u(i)} - Q_L}{h_{fg}} \quad (3.24)$$

$$\dot{x}(i) = \frac{F_{eva(i)}}{m} \quad (3.25)$$

3.3 Verificación de la plataforma de simulación del sistema

La verificación del sistema se realizó evaluando por separado el simulador del precalentamiento, generación de vapor y el del tubo absorbedor. La verificación del sistema de precalentamiento se realiza por balances de energía para cada circuito, y comparando la fracción solar y la ganancia de calor solar anual con lo reportado por la IEA (2015), Farfán (2018) y Ramírez (2019). El sistema de generación de vapor, se comparó la temperatura de salida con los datos reportados por Biencinto *et al.* (2016). Para el tubo absorbedor, se comparó el perfil de temperatura en la fase líquida, vapor saturado y sobrecalentado, en términos de la desviación estándar y la raíz del error medio cuadrático *RMSE*, en referencia a los datos reportados por Amine *et al.* (2018) y Lobón *et al.* (2014).

3.3.1 Verificación del sistema de precalentamiento

La verificación del sistema de precalentamiento se realiza con balances de energía de los circuitos de; captación solar, almacenamiento térmico, y entrega de calor de procesos. Para la verificación del sistema se seleccionó el día 188 de un año típico que corresponde al 07 de julio, en un lapso de 13:00 a 13:20 p. m. El sistema fue evaluado en la ciudad de Graz, Austria, obteniendo los datos meteorológicos de la base de datos de METEONORM 7.2.

Balance de energía del primer circuito de captación solar

En la *Figura 3.9*, se presenta el balance de energía para el primer circuito de captación solar presentada en la *Sección 3.2.1*. El balance considera la energía solar captada, la útil y rechazada al medio ambiente del colector solar, también, la energía transferida y rechazada del primer intercambiador de calor. Para el colector solar se cumplen las *Ecs. (2.10) y (2.11)*, para la energía solar captada y la energía útil respectivamente, para el primer intercambiador de calor se cumplen las *Ecs. (2.21) y (2.22)*, para la energía transferida y pérdida al medio ambiente, respectivamente.

En la *Figura 3.9* se observa que del 100% de la energía solar que incide sobre la superficie colectoras (Q_g), el 57.7% es aprovechada por el colector solar (Q_u) y el 42.2% se pierde al medio ambiente (Q_l). De la cantidad de energía útil captada (57.7%), el 46.9% se transfiere al intercambiador de calor (Q_t) y el 10.8% se pierde al medio ambiente (Q_l).

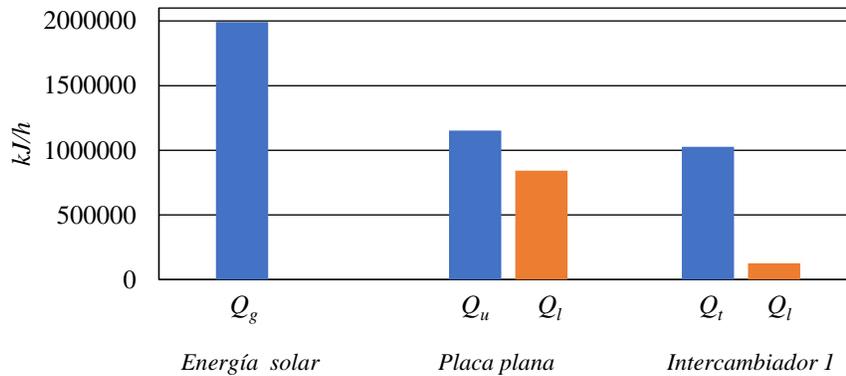


Figura 3.9 Balance de energía de captación solar.

Balance de energía en circuito de almacenamiento térmico

En la *Figura 3.10*, se presenta el balance de energía del segundo circuito de almacenamiento térmico presentada en la *Sección 3.2.2*. En el segundo circuito, se consideran la energía de entrada al tanque, almacenada, pérdida del tanque y de salida al segundo intercambiador de calor. La energía de entrada es igual a la energía transferida del primer intercambiador de calor (Q_t), que corresponde a 46.9%, de esto el 24.1% se almacena, el 0.1% se pierde y el 22.6% sale y se transfiere al segundo intercambiador de calor. Con el balance se cumplen las *Ecs. (2.30), (2.31) y (2.32)*, del circuito de almacenamiento.

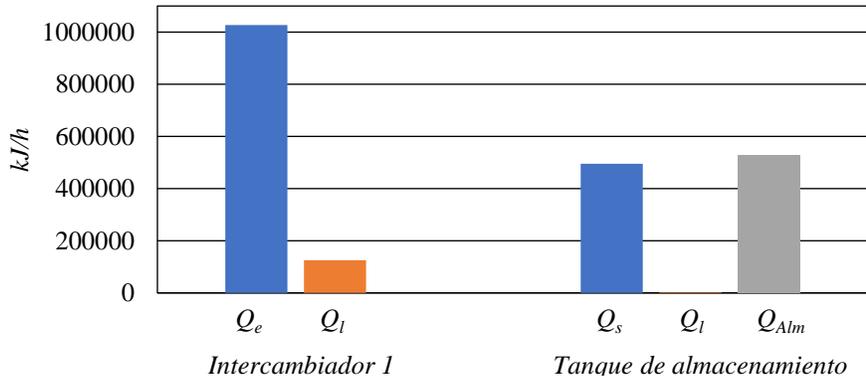


Figura 3.10 Balance de energía del circuito de almacenamiento térmico.

Balance de energía en el tercer circuito, de entrega de calor al proceso

En la *Figura 3.11* se presenta el balance de energía del tercer circuito de entrega de calor al proceso presentada en la *Sección 3.2.3*. El balance considera la energía transferida del segundo intercambiador de calor (Q_t), la energía pérdida al ambiente (Q_l) y la energía generada en el calentador auxiliar (Q_g). La energía (Q_t) corresponde a 22.2% y la (Q_l) a 0.44%, la energía generado por el calentador auxiliar es igual al 35%.

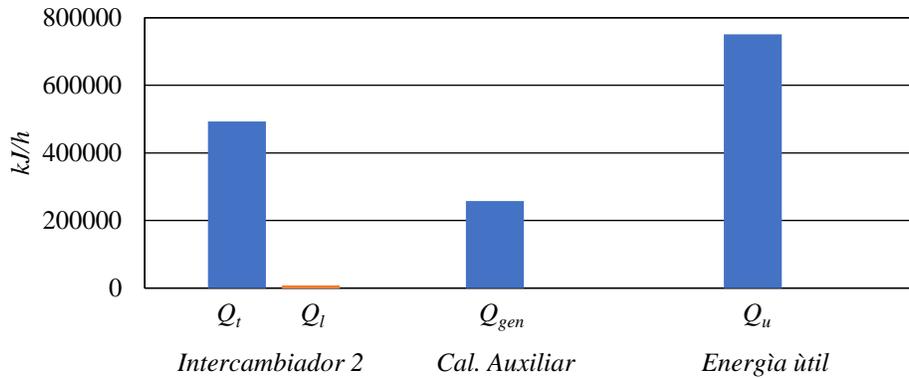


Figura 3.11 Balance de energía del tercer circuito.

Verificación con trabajos previos

La verificación se realiza comparando los resultados obtenidos de la plataforma de simulación térmica de la fracción solar FS y ganancia de calor solar $GCSA$, con lo reportado por la Ramírez (2019), Farfán (2018), y la IEA (2015). La simulación térmica se realiza por variación de parámetros, utilizando razones de uso R_u de 50-150 l/m^2 y razones de volumen R_v de 10-30 l/m^2 -día.

En la *Tabla 3.10*, se muestran los resultados de la *FS* y *GCSA* obtenidos de la plataforma de simulación térmica y los datos de referencias. También se muestran las diferencias entre lo simulado y la IEA, (2015). La mayor diferencia de la *FS* y *GCSA* es de 3.0 y 1.83 kWh/m²-año, respectivamente. Con esto, la plataforma de simulación es adecuada para las simulaciones.

Tabla 3.10 Comparación de los datos simulados y reportados del sistema de precalentamiento.

<i>R_v</i> l/m ²	<i>R_u</i> l/m ² díaño	Ramírez, (2019)		Farfán, (2018)		IEA, (2015)		Presente estudio		Diferencia con IEA, (2015)	
		<i>FS</i>	<i>GCSA</i> kWh/ m ² año	<i>FS</i>	<i>GCSA</i> kWh/ m ² año	<i>FS</i>	<i>GCSA</i> kWh/ m ² año	<i>FS</i>	<i>GCSA</i> kWh/ m ² año	<i>FS</i>	<i>GCSA</i> kWh/ m ² año
10	50	0.23	386.5	0.24	382.4	0.23	380.7	0.23	387.8	2.8	1.83
	150	0.08	425.42	0.09	420.91	0.09	419.18	0.09	425.81	3.0	1.55
30	50	0.35	577.23	0.36	577.85	0.35	573.31	0.36	581.28	2.31	1.37
	150	0.16	795.91	0.16	795.69	0.16	787.42	0.16	797.03	1.20	1.11

3.3.2 Verificación de simulador de generación de vapor

La verificación del simulador de generador de vapor se realizó comparando las temperaturas de salida del campo solar, con los datos reportados por Biencinto *et al.* (2016). El simulador fue evaluado con los datos meteorológicos de Almería, España, obtenidos de Meteonorm 7.2. En la *Tabla 3.11*, se presentan dos casos de evaluación, y las condiciones de trabajo utilizadas, también, la diferencia entre los datos simulados y reportados.

Tabla 3.11 Comparación de los datos simulados y el caso de referencia.

Datos reportados							
<i>G</i> W/m ²	Dato	<i>P_e</i> MPa	<i>m_e</i> kg/s	<i>T_e</i> °C	<i>T_{s,ref}</i> °C	<i>T_{s,sim}</i> °C	Diferencias
974	3/10/2000	6	0.55	238	345	332.5	3.62%
888	28/07/200	10	0.73	272	330	315.2	4.47%

En la tabla, la diferencia de la temperatura de salida del primer caso corresponde a 3.62%, y para el segundo caso corresponde a 4.47%. La diferencia porcentual no excede del 5.0%, por lo que el simulador se considera apto para el estudio.

3.3.3 Validación de simulador de tubo absorbedor del colector cilindro parabólico

El simulador del tubo evaporador se valida comparando el perfil de la temperatura de la fase líquida, bifásica y sobrecalentado, en términos del error medio cuadrático *RMSE*, en estado estable. Para la validación del simulador, se consideran tres casos de evaluación con condiciones diferentes. Para el caso 1, las condiciones de operación son una temperatura de entrada de 205°C, flujo másico de 0.47 kg/s y una radiación solar de 822 W/m². El caso 2, considera una temperatura de entrada de 196°C, flujo másico de 0.47 kg/s y una radiación solar de 807 W/m² y el caso 3, una temperatura de 235°C, flujo másico de 0.50 kg/s y una radiación solar de 850 W/m². En el caso 1, se valida la fase líquida, comparando la temperatura de salida del tubo absorbedor con lo reportado por el proyecto DISS y Amine *et al.* (2018) en términos de la diferencia porcentual y el error medio cuadrático. Además, se identifica la cantidad de segmentos a utilizar en el simulador, para una mejor exactitud del modelo. En el caso 2 y 3, se validan la fase bifásica y sobrecalentado, comparando el perfil de la temperatura con lo reportado por Lobón *et al.* (2014) y el proyecto DISS en términos del error medio cuadrático. En todos los casos, el error medio cuadrático es menor a 2.71°C para el perfil de la temperatura. Con esto, el simulador se acopla en estado transitorio presentando errores menores del 2.71°C, en las simulaciones del estudio.

Validación del simulador en la fase líquida (caso 1)

En la *Figura 3.12* se muestra la temperatura de salida del simulador en la fase líquida, para diferentes segmentos del tubo absorbedor, evaluado para el caso 1. El caso 1, considera una temperatura de entrada de 205°C, flujo másico de 0.47 kg/s, y una radiación solar directa de 822 W/m². La temperatura de salida y los segmentos del tubo se comparan con los reportado por Aminé (2014) y el proyecto DISS (2014) en términos de la diferencia porcentual de temperatura y del error medio cuadrático.

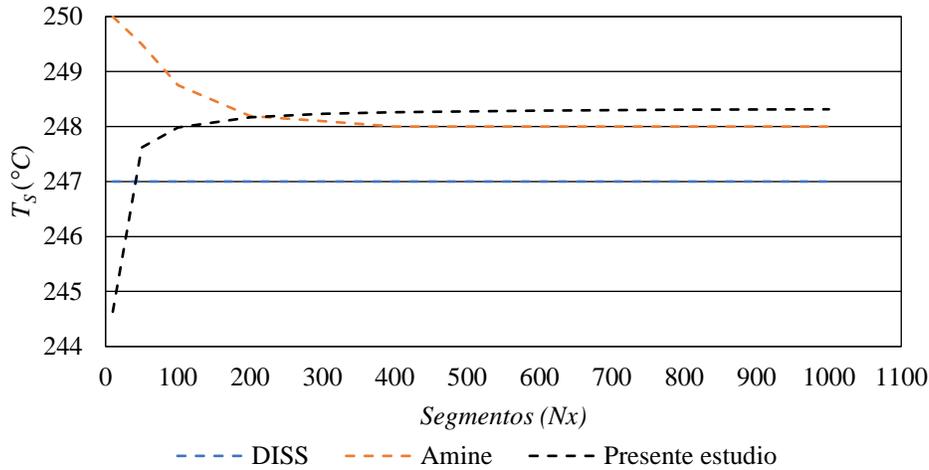


Figura 3.12 Análisis de sensibilidad en la dirección axial.

En la figura se observa que la temperatura de salida presenta una diferencia máxima de 0.008 y 0.47% con 200 segmentos y un error medio cuadrático de la temperatura de salida de 1.35 y 1.92 para Aminé, (2014) y DISS, (2014), respectivamente.

Validación del simulador en la fase bifásica y sobrecalentado (caso 2)

En la Figura 3.13 se muestra el perfil de la temperatura en toda la longitud del tubo, con las condiciones de caso 2. El caso 2, considera una temperatura de entrada de 196°C, flujo masico de 0.47 kg/s y una radiación solar de 807 W/m². En la figura se observa que el perfil de temperatura presenta un error medio cuadrático de 2.44 y 2.15°C para Lobón *et al.* (2014) y DISS, (2014), respectivamente.

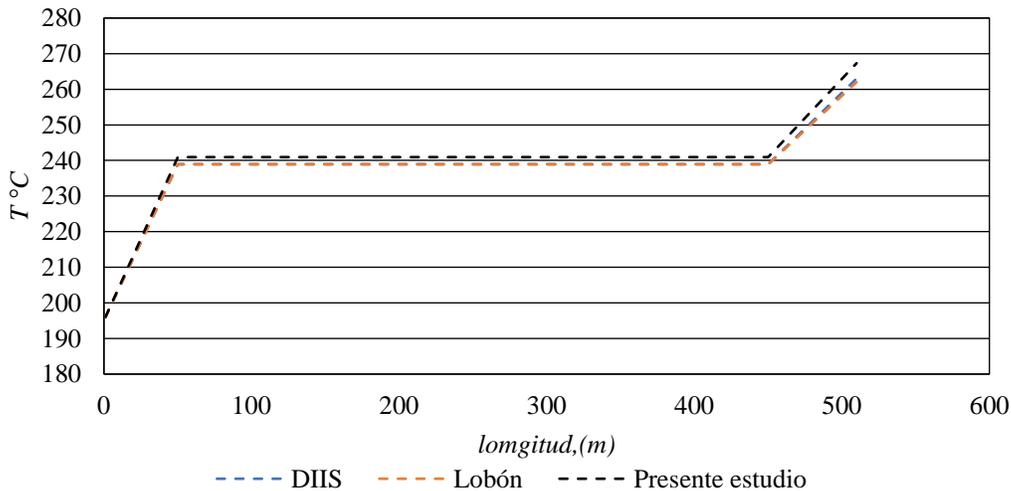


Figura 3.13 Perfil de temperatura del caso 2.

Validación del simulador en la fase bifásica y sobrecalentado (caso 3)

En la *Figura 3.14* se muestra el perfil de la temperatura en la toda la longitud del tubo absorbedor evaluado con las condiciones del Caso 3. El caso 3, considera una temperatura de 235°C, flujo masico de 0.50 kg/s y una radiación solar de 850 W/m². El perfil de temperatura se compara con lo reportado por Lobón *et al.* (2014) y DISS, (2014), en términos del error medio cuadrático. El perfil de temperatura presenta un error medio cuadrático de 2.71 y 2.13°C para Lobón *et al.* (2014) y DISS, (2014), respectivamente.

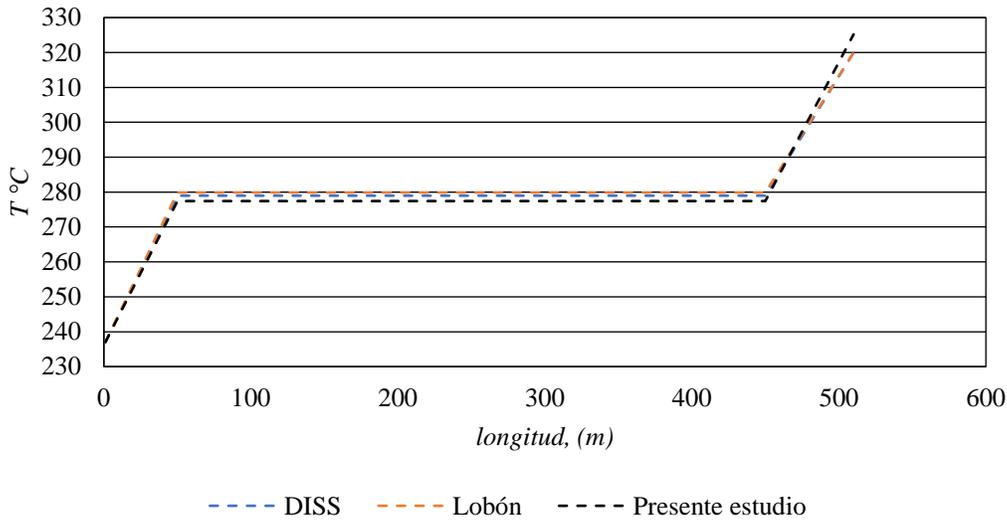


Figura 3.14 Perfil de temperatura del caso 3.

3.4 Estrategia de construcción de los mapas de diseño del sistema híbrido

En esta sección se presenta la estrategia para la construcción de los tres mapas de diseño para el dimensionamiento del sistema híbrido de generación de vapor solar con precalentamiento solar. Los mapas de diseño del sistema híbrido se construyen para identificar de manera iterativa los valores óptimos de *FS* y *GCSA* del sistema de precalentamiento y del sistema de evaporación, variando el *A_{ccp}*, *T_o*, y *R_{u-p}* y *R_{v-p}*. El primer mapa se construye graficando la *FS* y *GCSA* del sistema de precalentamiento en función de *T_o*, *R_{u-p}* y *R_{v-p}*, sirve para pre optimizar la *R_{u-p}* y *R_{v-p}* del sistema de precalentamiento. El segundo mapa de diseño se construye graficando la *FS* y *GCSA* óptimas como función de la *T_o*, conocidas las *R_{u-p}* y *R_{v-p}* óptimas. El tercer mapa se construye graficando la *FS_T* y *GCSA_T* del sistema híbrido en función del *A_{ccp}*, y *T_o*, el mapa se utiliza para identificar el *A_{ccp}* que optimizan la *FS* y *GCSA* del sistema híbrido, para diferentes

T_o . En la *Figura 3.15*, *3.16* y *3.17* se presentan las metodologías para la construcción de los tres mapas de diseño respectivamente.

3.4.1 Construcción del Mapa de Diseño 1

En la *Figura 3.15* se muestra la metodología de construcción del Mapa de diseño 1, para el sistema de precalentamiento. En este mapa se pre optimiza la *FS* y la *GCSA*, variando la R_{u-p} y R_{v-p} , y T_o . La metodología se divide en cuatro pasos. Paso 1) corresponde al suministro de datos, indicando que se tiene una demanda de $63 \text{ m}^3/\text{día}$ de vapor, y el recurso solar de Hermosillo, México. Paso 2) corresponde a la construcción y verificación de la plataforma de simulación. Paso 3) corresponde a la variación de la razón de uso R_u , razón de volumen R_v , para una temperatura constante de salida T_o . Paso 4) corresponde a la elaboración del mapa de diseño graficando la *FS* y la *GCSA* en función de la R_u y R_v , y T_o , pre optimizadas.

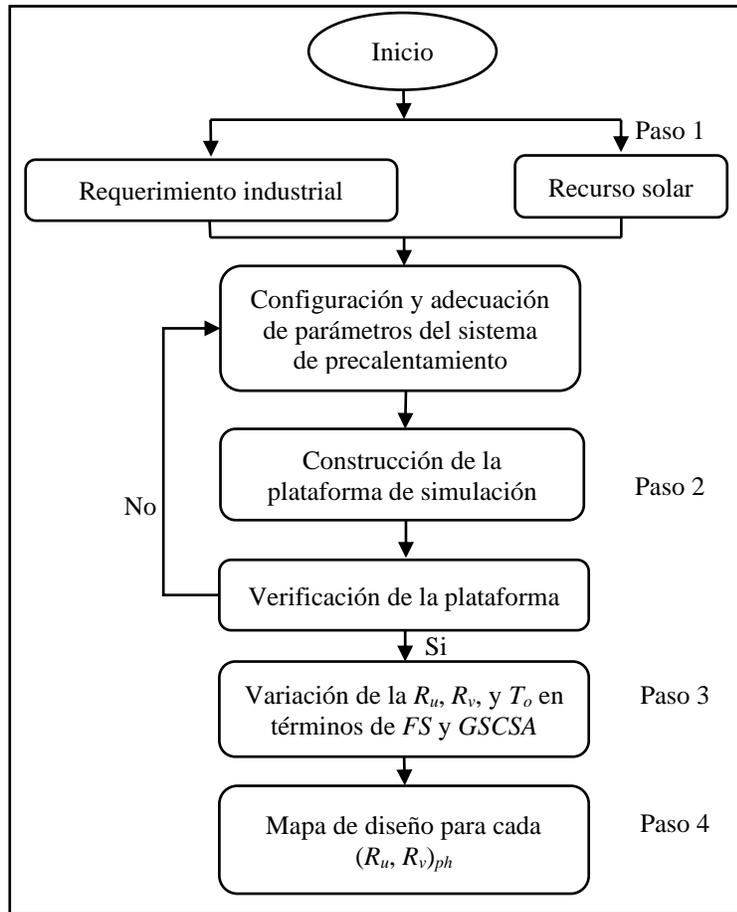


Figura 3.15 Metodología de construcción del mapa de diseño 1.

3.4.2 Construcción del Mapa de Diseño 2

En la *Figura 3.16* se presenta la metodología de construcción del Mapa de diseño 2, donde se grafica la *FS* y *GCSA* óptimas del sistema de precalentamiento para cada T_o , conocidas las R_{u-p} y R_{v-p} óptimas. La metodología se divide en tres pasos; Paso 1) corresponde a la plataforma de simulación del sistema de precalentamiento. Paso 2) corresponde a la simulación y variación de la temperatura T_o . En la simulación se tiene un criterio de paro, donde sí, la T_o actual y la T_{o-ph} del paso anterior es menor que el criterio de convergencia, la simulación se detiene, y se imprime la *FS* y *GCSA* óptimas, para cada T_o . Paso 3) corresponde a la elaboración del mapa de diseño de la *FS* y *GCSA* óptimas para cada T_o , graficando también la R_{u-p} y R_{v-p} .

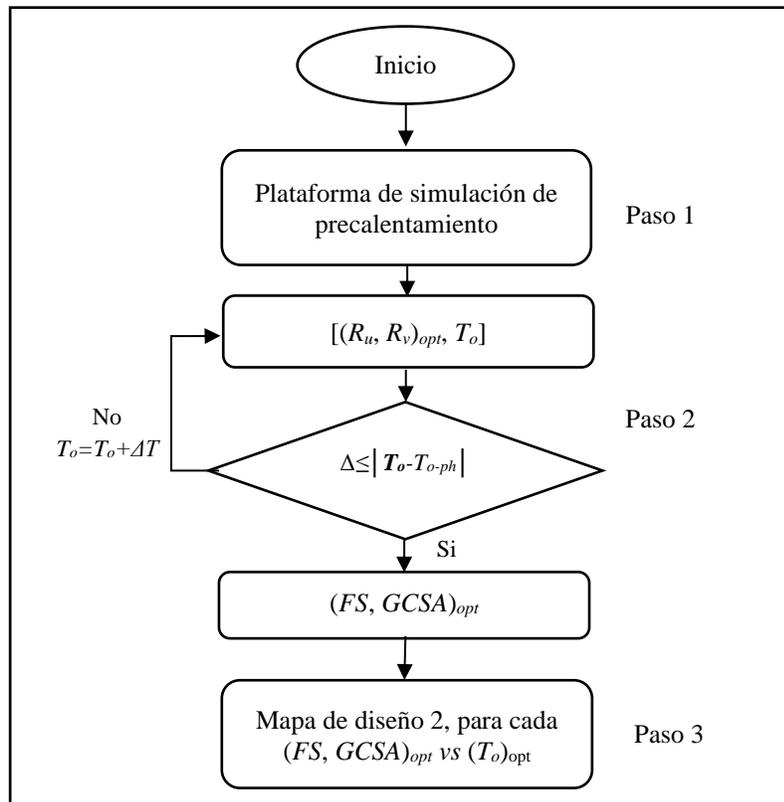


Figura 3.16 Metodología de construcción del mapa de diseño 2.

3.4.2 Construcción del Mapa de Diseño 3

En la *Figura 3.17* se presenta la metodología de construcción del Mapa de diseño 3. El tercer mapa se construye graficando la fracción solar total FS_T y la ganancia de calor solar total $GCSA_T$, del sistema híbrido en función del A_{ccp} , y T_o , considerando los datos optimizados de R_{u-p} y R_{v-p} obtenidos del Mapa 1 y 2. El mapa se utiliza para identificar el A_{ccp} que optimizan la FS_T y $GCSA_T$ del sistema híbrido, para diferentes T_o . El Mapa se construye cruzando información con los Mapa 1 y 2, del sistema de precalentamiento. La metodología se basa de cuatro pasos. Paso 1), consiste en obtener los datos de R_v y R_u , optimizados para cada temperatura T_o de los Mapas de diseño 1 y 2, de precalentamiento. Paso 2), corresponde a la plataforma del sistema híbrido, donde se acopla el sistema de precalentamiento y generación de vapor. Paso 3), consiste en la simulación y variación del A_{cscp} para cada T_o del sistema híbrido. Para cada iteración de T_o , se tiene una variación del A_{cscp} hasta un cierto límite, después de variar el A_{cscp} , la T_o cambia de paso de iteración. Esto si la diferencia de la T_o con la temperatura de precalentamiento T_{ph} es menor que el criterio, entonces, la simulación se detiene y se imprime la FS_T y $GCSA_T$, del sistema híbrido. Paso 4), corresponde a la elaboración del mapa de diseño. En el mapa de diseño se grafica la FS_T y $GCSA_T$ para cada T_o y A_{cscp} , considerando también el rendimiento del precalentamiento. Donde se busca encontrar la razón de cambio de la FS_T y $GSCS_T$ para cada T_o .

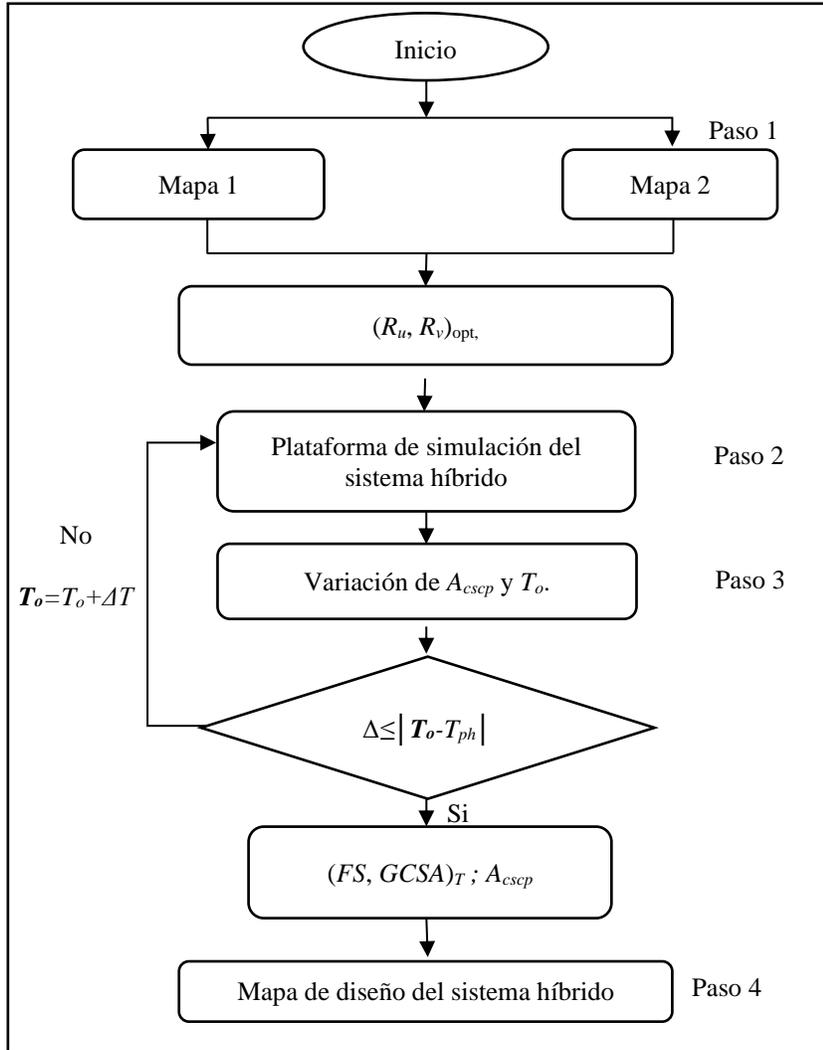


Figura 3.17 Metodología de construcción del mapa de diseño 3 del sistema híbrido.

3.5 Optimización de sistema híbrido utilizando los tres mapas de diseño

La optimización del sistema propuesto se realiza con simulación térmica y utilizando los tres mapas de diseños. La simulación térmica se realiza resolviendo las ecuaciones que describen el comportamiento térmico de cada componente que integra el sistema por medio de balances de energía, considerando el estudio paramétrico. El estudio paramétrico se realiza variando la R_u , R_v , A_{ccp} , T_o del sistema híbrido. Con los resultados del estudio variacional se construyen los mapas de diseño, y con los mapas de diseño se dimensiona el sistema, tratando de optimizar la FS y $GCSA$ con los diferentes R_u , R_v y A_{ccp} . En la Figura 3.18 se muestra el diagrama de optimización del sistema. El diagrama de divide en cinco pasos. Paso 1) corresponde al

requerimiento industrial de 63 m^3 de vapor al día, con el recurso solar de la ciudad de Hermosillo, México. La configuración del sistema de precalentamiento y generación de vapor se considera similar al de la IEA (2015) y Biencinto *et al.* (2016), respectivamente. Paso 2) corresponde a la construcción y verificación de la plataforma de simulación en TRNSYS. Paso 3) se realiza el estudio paramétrico y evaluación de los sistemas, variando la razón de uso, razón volumétrica, áreas de colección y temperatura. Paso 4) corresponde a la construcción de los mapas de diseños del sistema de precalentamiento y sistema híbrido. Paso 5) corresponde a la optimización del sistema. En este paso se identifican las áreas de colección, tanque de almacenamiento, y temperatura de precalentamiento, que optimizan el sistema híbrido.

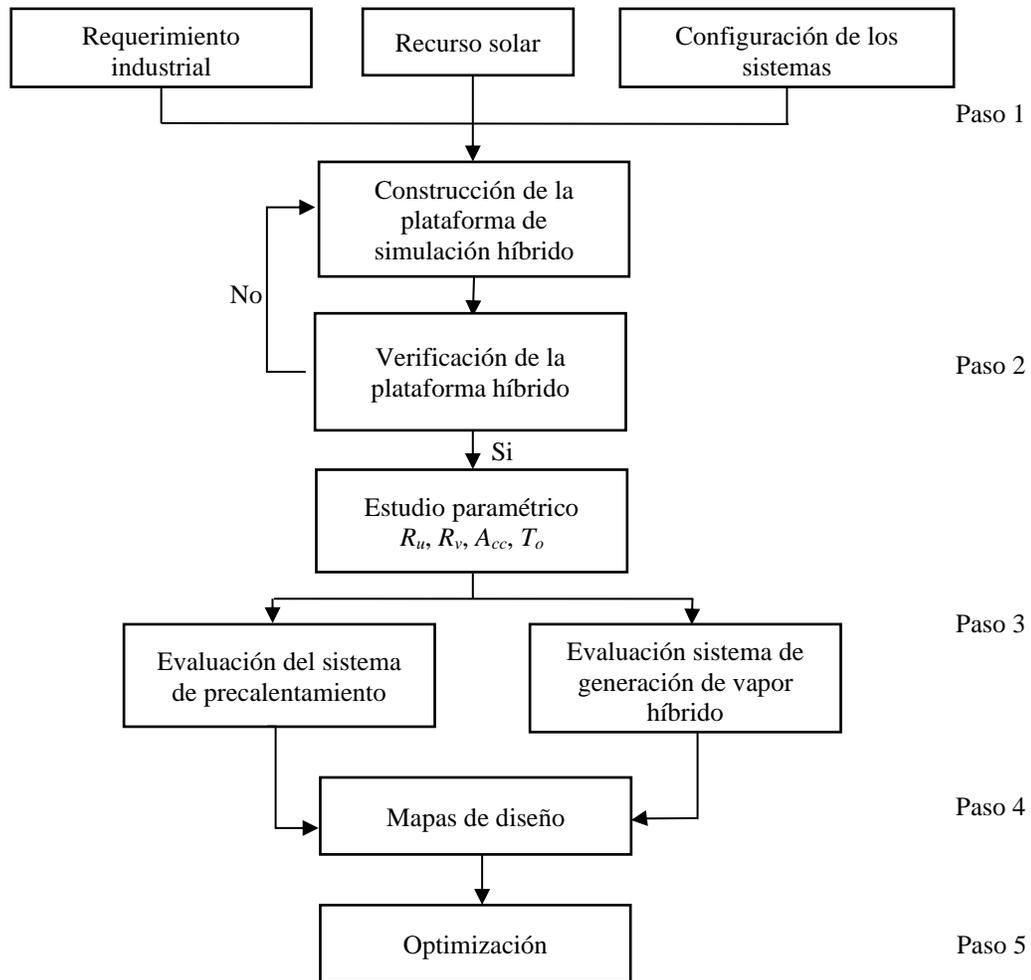


Figura 3.18 Metodología de optimización del sistema híbrido.

Capítulo 4

Resultados

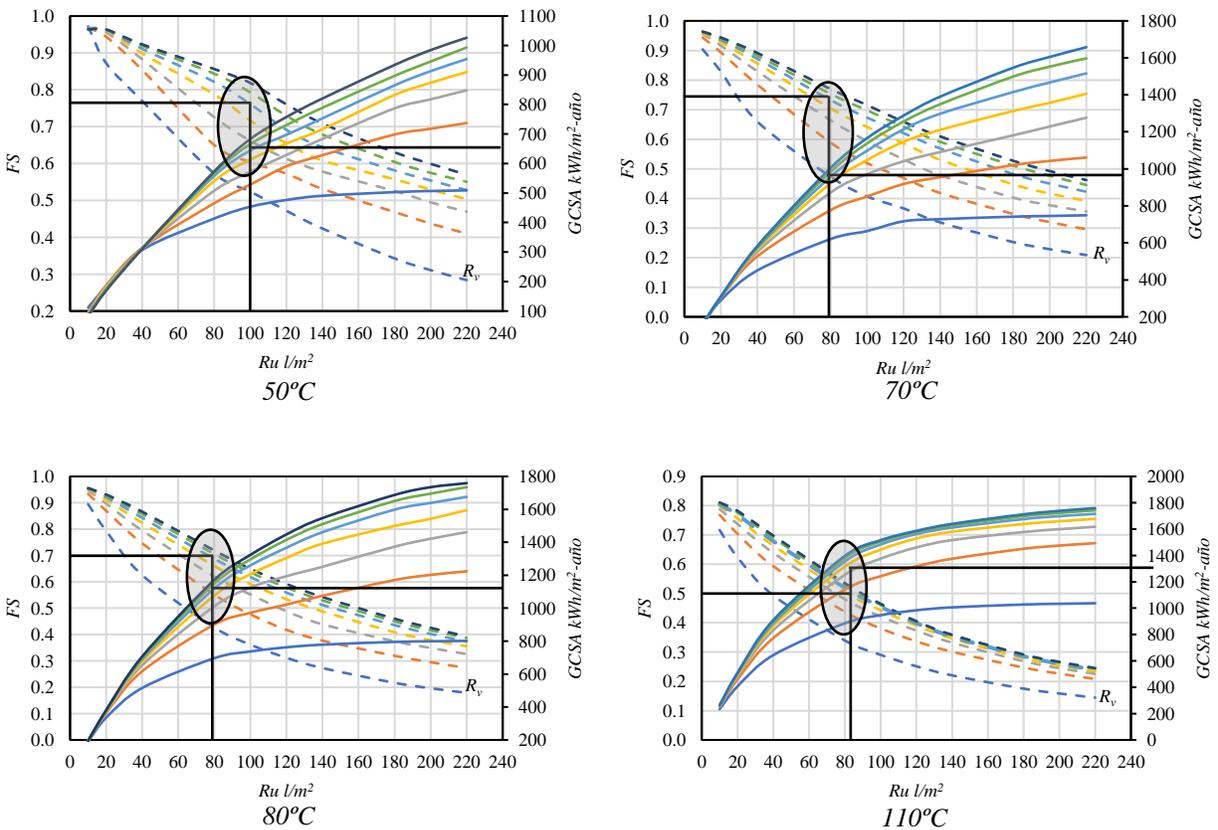
En este capítulo se muestran los resultados del estudio de la temperatura de precalentamiento en el sistema de generación de vapor, que se obtienen con la plataforma de simulación del sistema híbrido. Los resultados se muestran en tres mapas de diseños, que optimizan la fracción solar y la ganancia de calor solar, que se utilizan para dimensionar el sistema, en términos de R_v , R_u , A_{cp} y T_o .

4.1 Mapas de diseño del caso de estudio

Los mapas de diseño se construyen considerando las condiciones climáticas de la ciudad de Hermosillo, México, presentados en el *Capítulo 2*. La ciudad de Hermosillo cuenta con una radiación solar directa y difusa de $1526.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$ y $608.0 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$, respectivamente. En el caso de estudio, el requerimiento de vapor por parte del industrial es de 63 ton/día a 167°C con una presión de operación de 6.5 bar .

4.1.1 Mapa de Diseño 1, $(FS \text{ y } GCSA)_{ph}$ vs $(R_u \text{ y } R_v)$.

En la *Figura 4.1* se presenta el Mapa de diseño 1, donde se grafican la FS y $GCSA$, variando el R_u y R_v , para cada temperatura de salida del precalentador T_o . El mapa permite preoptimizar la FS y $GCSA$ del precalentador en función de T_o , para obtener R_u y R_v de primera intención. En los mapas se observa que el valor de la FS y $GCSA$ son diferentes para cada T_o , esto se debe a que la demanda de energía en el precalentamiento es variable, y, por consiguiente, el R_u y R_v son diferentes.



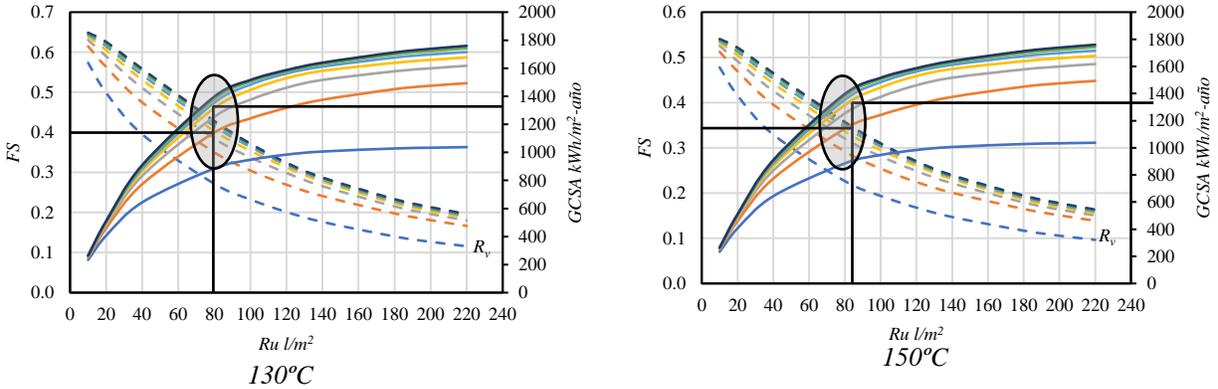


Figura 4.1 Mapas de diseño del sistema de precalentamiento para cada T_o .

En las figuras se observa que, la FS es mayor con un menor R_u , pero el área de colección de placa plana A_{cpp} , requerida es muy grande. La razón de cambio de la FS y $GCSA$ se disminuye considerablemente a partir de R_u de 80 l/m^2 , R_v de $50 \text{ l/m}^2\text{-d}$, y T_o de 110°C . Con lo anterior, la $GCSA$, es de $700\text{-}1350 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$ para las diferentes T_o , se observa que, con valores mayores, los incrementos de la FS y $GCSA$ con el A_{cpp} son poco considerables. Lo que permite recomendar de primera intención temperaturas de precalentamiento en el intervalo de $80\text{-}110^\circ\text{C}$, las cuales se optimizan en el Mapa de diseño 2.

4.1.2 Mapa de Diseño 2, $(FS \text{ y } GCSA)_{ph}$ vs (T_o) .

En la Figura 4.2 se presenta el Mapa de diseño 2, que corresponde a la FS y $GCSA$ del precalentador optimizada para cada paso de iteración de la temperatura T_o . El mapa se construye cruzando información con el primer mapa de diseño, en este caso se grafica la FS y $GCSA$ óptimas y las R_u , R_v , correspondiente a cada T_o . Los valores de la FS , R_u y R_v , se grafican en el eje vertical izquierdo, en el eje vertical derecho la $GCSA$, y el eje horizontal corresponde a la T_o .

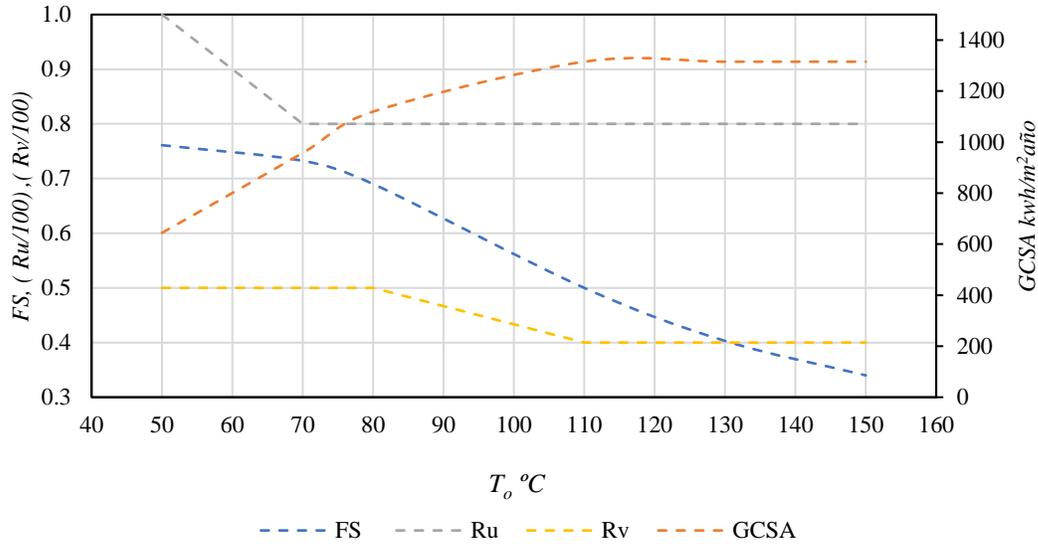


Figura 4.2 Mapa de diseño para cada T_o optimizada.

En el Mapa de diseño 2 se muestra que se logra una mayor FS con menor temperatura ($50^\circ C$), pero conforme se incrementa, el incremento de la $GCSA$ se reduce al no requerir mayor cantidad de energía para elevar la temperatura. La mayor razón de cambio de la FS con T_o inicia a $80-90^\circ C$, de ahí, la $GCSA$ se incrementa asintóticamente con la temperatura, por lo que a temperaturas mayores a $110^\circ C$ el precalentador resulta más ineficiente. También, se observa que, para cada T_o , la FS y $GCSA$ varían considerablemente con la R_u y R_v . En el mapa de diseño se muestran los valores óptimos de R_u y R_v correspondientes a cada temperatura T_o optimizada, del sistema de precalentamiento. En el mapa se muestra que la R_u es constante ($80 l/m^2 -d$) por arriba de los $80^\circ C$ y la R_v entre los $50-80^\circ C$ y $110-150^\circ C$, (50 y $40 l/m^2$). Es de resaltar que a mayor T_o , la $GCSA$ no se incrementa. La T_o que el precalentador puede suministrar con un mejor rendimiento en términos de la FS y $GCSA$ corresponde a $80^\circ C$. Para confirmar esto, cada T_o se evalúa en la generación directa de vapor presentados el Mapa de diseño 3.

4.1.3 Mapa de Diseño 3, $(FS_T$ y $GCSA_T)_{ph}$ vs (A_{cep}, T_o) .

En la Figura 4.3 se presenta el Mapa de diseño 3, correspondiente al sistema híbrido, donde se optimiza la FS_T y la $GCSA_T$, variando el A_{cep} y la T_o para cada paso de iteración, considerando el rendimiento óptimo del precalentamiento. La variación del A_{cep} se realiza en intervalos de $2000-70000 m^2$ y T_o de $30-150^\circ C$. En el mapa, el eje vertical izquierdo corresponde a la FS_T , el

eje vertical derecho a la $GCSA_T$ y el eje horizontal al A_{ccp} ; también, las líneas isométricas correspondientes a cada temperatura T_o se grafican en líneas discontinuas. En este caso, la FS_T aumenta y la $GCSA_T$ disminuye al incrementar el área de colección A_{csep} , y la temperatura del precalentador T_o y la FS_{ph} se mantienen constantes. También se observa, que el cambio de la FS_T a una T_o de $80^\circ C$, corresponde a 15, 8.8, 3.0 y 2.8 para temperaturas de 30, 50, 70, y 110 a $150^\circ C$, respectivamente, que conlleva a requerir un área de colección total de $10787 m^2$ (10000 A_{ccp} y 787 de A_{cpp}), con un volumen de almacenamiento de $39 m^3$. Para el caso de la $GCSA_T$ aumenta con A_T menores a los $10787 m^2$, de lo contrario disminuye.

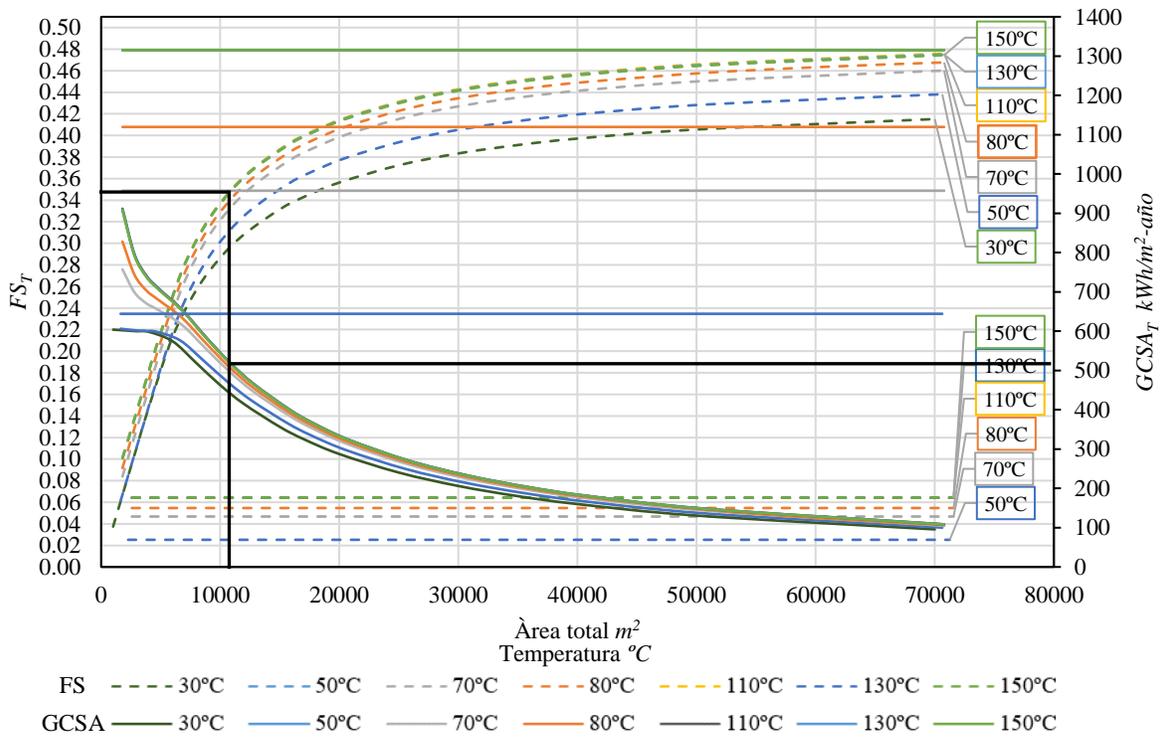


Figura 4.3 Mapa de diseño 3 del sistema híbrido, variando el A_{ccp} y T_o .

En el Mapa de diseño 3, también se muestra la FS con una T_o de $30^\circ C$, sin considerar el sistema de precalentamiento, se observa que la FS_T para este caso, no presenta una mayor razón de cambio y es menor a las demás T_o , por lo tanto, esta temperatura no se considera óptima para la evaporación. Con esto la temperatura óptima de precalentamiento T_o en la generación directa de vapor, es de $80^\circ C$, con un A_T de $10787 m^2$.

4.2 Optimización del caso de estudio

La optimización del sistema híbrido se realiza con el apoyo de los tres mapas de diseños para cada sistema, en términos de la fracción solar total FS_T y ganancia de calor solar anual total $GCSA_T$. La optimización considera el dimensionamiento óptimo de la R_v , R_u , A_{ccp} y T_o .

En el Mapa de diseño 1, que corresponde al sistema de precalentamiento, se pre optimiza la FS_{ph} y $GCSA_{ph}$ del precalentador en función de T_o , obteniendo la R_u y R_v . En el Mapa de diseño 2, nuevamente se optimiza la FS_{ph} y $GCSA_{ph}$, considerando la T_o , R_u y R_v , óptimas. En el Mapa de diseño 3, se identifica el A_{ccp} que optimizan la FS_T y $GCSA_T$ del sistema híbrido, considerando el rendimiento del sistema de precalentamiento, para diferentes T_o .

Para el caso de estudio correspondiente a la ciudad de Hermosillo, México, el sistema híbrido propuesto, se optimiza para cubrir una demanda de 63 *ton/día* de vapor a una temperatura de 167°C con una presión de operación de 6.5 bar. En la *Tabla 4.1* se muestran los resultados de la FS_T y $GCSA_T$, óptimas para el sistema híbrido, en función de R_u , R_v , A_{ccp} y T_o , correspondiente a cada sistema. La FS_T y $GCSA_T$ óptimas del sistema híbrido es de 0.34 y 508 *kWh/m²-año*, respectivamente, con un área total A_T , de 10787 *m²* a una T_o de 80°C. Con esto, el sistema de precalentamiento presenta una FS de 0.054, R_u de 80 *l/m²* y R_v de 50 *l/m²-día*, que corresponde a para una A_{cpp} , y V_T de 787 *m²* y 39 *m³*, respectivamente. El sistema de generación de vapor solar aporta una FS y $GCSA$ de 0.29 y 426 *kWh/m²-año*, utilizando tecnología de cilindro parabólicos.

Tabla 4.1 Optimización del sistema híbrido.

Sistemas	T_o °C	R_u <i>l/m²</i>	R_v <i>l/m² -día</i>	A_{cpp} <i>m²</i>	A_{ccp} <i>m²</i>	A_T	FS	$GCSA$ <i>kWh/m²-año</i>
Precalentamiento	80	80	50	787	-	-	0.05	1120
Generación de vapor		-	-	-	10000	-	0.29	426
Híbrido		-	-	-	-	10787	0.34	508

4.3 Comparativo con trabajos previos

En esta sección se realiza el comparativo con trabajos previos, para el caso de; A) Farfán (2019), B) Delgado (2019). Para el caso A y B, se realiza comparando la *FS* y la *GCSA*, considerando el tipo de tecnología, el requerimiento industrial de cada caso de estudio y el tipo de generación de vapor. Para el presente estudio se consideran las condiciones climáticas de la ciudad de Hermosillo, México, con un requerimiento industrial de 63 *ton/día* de vapor, precalentando a 80°C y evaporando a 167°C a una presión de 6.5 bar.

Caso A

Para este caso se compara la *FS* y la *GCSA* del sistema de generación de vapor híbrido y precalentamiento. Para el caso A, el tipo de generación de vapor es de forma indirecta, utilizando cilindros parabólicos y placa plana, sólo para el precalentado con almacenamiento térmico. El requerimiento industrial es de 32.67 *ton/día* para la misma ciudad de Hermosillo, México, precalentando a 103°C y evaporando a 250°C, con un perfil de 5:00 a. m -18:00 p. m. En la *Tabla 4.2* se muestran los resultados de la *FS* y *GCSA*, con el dimensionamiento óptimo, para cada sistema.

Tabla 4.2 Comparación de la FS y GCSA con caso A.

	A_{cpp} (m^2)	A_{cep} (m^2)	V_t (m^3)	Precalentamiento		Generación de vapor		Total	
				<i>FS</i>	<i>GCSA</i> (kWh/m^2 -año)	<i>FS</i>	<i>GCSA</i> (kWh/m^2 -año)	FS_T	$GCSA_T$ (kWh/m^2 -año)
Presente estudio	787	10,000	39	0.054	1120	0.29	426	0.34	508
Caso A	250	-	5	0.08	1591	-	-	0.13	2797
	-	200	8	0.05	1206	-	-		

El presente estudio muestra una FS_T mayor con una diferencia de 0.21 comparada con el Caso A, pero la $GCSA_T$ es menor. La diferencia se debe al tipo de diseño del sistema de generación de vapor, y las condiciones de trabajo utilizadas para ambos casos. El diseño utilizado para el presente estudio es de tipo generación de vapor directa y para el Caso A, es de forma indirecta. Para el Caso A, el sistema de precalentamiento muestra una diferencia de 0.034 y 471 kWh/m^2 -año, de la *FS* y *GCSA* respectivamente, utilizando A_{cpp} . El presente estudio muestra una diferencia en la *FS* y *GCSA* de 0.04 y 86 kWh/m^2 -año, respectivamente, comparado con el Caso

A que utiliza A_{cpp} . Las diferencias se deben al perfil de horas diarias y la demanda (32.67 ton/día) del caso A, a diferencia del presente estudio (0:00 a. m. a 24:00 p. m. 63 ton/día), así también a la temperatura de precalentado para ambos casos (103 y 80°C). Por lo tanto, no se recomienda utilizar temperaturas de precalentamiento mayores a los 80°C, y tecnología de concentración para precalentado, ya que las diferencias son mínimas y pueden suplirse con tecnología de placa plana.

Caso B

Para este caso, el comparativo se realiza en términos de la FS_T y la $GCSA_T$, que aporta el sistema híbrido, respecto al presente estudio. Para el caso B, el tipo de generación de vapor es de forma directa, utilizando tecnología Fresnel para la evaporación y placa plana para el precalentado, considerando una demanda de 3.5 ton/h con un perfil de 6 a 20 h. En la *Tabla 4.3*, se presenta la FS_T y la $GCSA_T$ con el dimensionamiento óptimo de cada sistema.

Tabla 4.3 Comparación de la FS y GCSA con caso B.

	A_{cpp} (m^2)	A_{cpp} (m^2)	A_{csf} (m^2)	R_v (l/m^2)	FST	$GCSAT$ (kWh/m^2 -año)
Presente estudio	787	10000	-	50	0.34	508
Caso B	700	-	6000	50	0.38	436

El presente estudio muestra una FS_T menor con una diferencia de 0.04 respecto al caso B, pero la $GCSA_T$ es mayor con una diferencia de 72 kWh/m^2 -año. Las diferencias se deben al tipo de tecnología, al requerimiento industrial y al perfil de trabajo utilizadas por ambos casos. Para el caso B, el requerimiento industrial es el 77% del presente estudio, y el perfil de trabajo es 10 h menos. Sin embargo, la diferencia de la FS es poca, que puede ser suministrada por un campo de colectores planos.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros

En este capítulo se presentan las conclusiones generales de acuerdo con los objetivos planteados del trabajo de investigación. También, algunas recomendaciones para continuar con trabajos futuros.

5.1 Conclusiones

La fracción solar anual en la generación directa de vapor se estudió considerando colectores cilindros parabólicos y precalentamiento con colectores planos. Una plataforma de simulación de la fracción solar y la ganancia de calor solar se construyó en TRNSYS. El estudio de la fracción solar en la generación directa de vapor para generadores de vapor híbridos, con la plataforma de simulación, permitió realizar un estudio de variación de parámetros, con los que se construyeron tres mapas de diseño, en los que se puede optimizar la fracción solar y la ganancia de calor solar para el diseño de sistemas de precalentamiento solar.

La plataforma de simulación en TRNSYS se verificó con datos de un sistema de precalentamiento y generación de vapor, de acuerdo con la IEA., (2015) y Biencinto *et al.* (2016), con desviaciones menores al 3.0%. También, el estudio implicó el desarrollo de una subrutina para simular en TRNSYS el comportamiento térmico del tubo absorbedor del colector cilindro parabólico. La subrutina se validó comparando el perfil de la temperatura del tubo, con los datos reportados por Lobón *et al.* (2014), resultando desviaciones menores a 2.3%. En el Mapa de diseño 1, la FS_{ph} y la $GCSA_{ph}$ se grafica para diferentes T_o , R_u , y R_v donde se observa que sus razones de cambio son poco considerables para valores de R_u de 80 l/m^2 y R_v de $50 \text{ l/m}^2\text{-d}$ y T_o de 110°C . En una segunda iteración de la optimización, el Mapa de diseño 2, para R_u , y R_v dadas, se determina la T_o optimizando la FS_{ph} y la $GCSA_{ph}$. En el Mapa de diseño 3, considerando los parámetros en el precalentamiento óptimos, se optimiza la FS_T y la $GCSA_T$ con el A_{ccp} y T_o .

En el caso de estudio en Hermosillo, con un área de colección total de 10787 m^2 ($10000 \text{ m}^2 A_{ccp}$ y 787 m^2 de A_{cpp}) y un V_i de 39 m^3 , la FS_T resultó de 0.34, la FS_{ph} fue de 0.054 y la $GCSA_T$ de $508 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$, a T_o de 80°C . El sistema de precalentamiento logra entregar el 5.4% del calor solar, reduciendo así el área de captación con concentración solar requerida para cubrir la demanda.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros

1. Realizar un estudio de la fracción solar y ganancia de calor solar anual, considerando la variación de la presión de entrada al generador de vapor, y un comparativo de diferentes tecnologías de precalentamiento.
2. Modelar térmicamente el tubo evaporador de tecnología Fresnel acoplado a un sistema de precalentamiento.
3. Realizar un estudio de optimización considerando análisis económico, en términos de los costos nivelados de energía, el tiempo de retorno de la inversión, y la tasa interna de retorno del sistema híbrido.
4. Realizar la optimización considerando los cambios en los patrones de flujo en el tubo evaporador, que permita determinar con menor incertidumbre los coeficientes de transferencia de calor.
5. Diseñar y evaluar una planta solar con tecnología de concentración considerando el modo de recirculación para la producción de energía eléctrica.

Bibliografía

- Alguacil, M., Prieto C., Rodríguez A., y Lohra J. (2013). Direct steam generation in parabolic trough collectors. *Energy Procedia*. 49, 21–29.
- Amine, A. H., Rodríguez I., y Ghenai C. (2018). Thermo-hydraulic analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector for direct steam generation. *Applied Energy*, 214, 152-165.
- Arcos-Adame, J.G. (2018). Dimensionamiento de sistemas de precalentamiento de agua para calderas utilizando energía solar y almacenamiento térmico (Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica CENIDET/TecNM), Cuernavaca, Morelos, México.
- Ayompe, L.M., Duffy A., McCormack S. J., y Conlon M. (2011). Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1536-1542.
- Ayompe L. M., Duffy A., McCormack S. J., Conlon M., Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors, *Applied Thermal Engineering* 31, 1536-1542, 2011.
- Bayón, B. R., Rojas E., Valenzuela L., Zarza E., y León J. (2010). Analysis of the experimental behavior of a 100 *kW_{th}* latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants. *Applied Thermal Engineering*. 30, 2643-2651.
- Biencinto, M., Gonzáles L., y Valenzuela L. (2016). A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS. *Applied Energy*, 169, 133–142.
- Biencinto, M., Montes J.M., Valenzuela L., y González L. (2017). Simulation and comparison between fixed and sliding-pressure strategies in parabolic-trough solar power plants with direct steam generation. *Applied Thermal Engineering*, 125, 735–745.

- Edenburn, M.W. (1975). Performance analysis of a cylindrical parabolic focusing collector and comparison with experimental results. *Solar Energy*, 18, 437-444.
- Elsafi, A. M. (2015). On thermo-hydraulic modeling of direct steam generation. *Solar Energy*, 120, 636-650.
- Cruz, J. A. (2012). Diseño de un concentrador solar lineal tipo Fresnel de baja entalpía para calor de procesos (Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica CENIDET/TecNM), Cuernavaca, Morelos, México.
- Cruz- Piñuelas J.A. (2019). Perfiles de carga en el desempeño de sistemas de precalentamiento solar de Agua para calderas (Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica CENIDET/TecNM), Cuernavaca, Morelos, México.
- Cundapí, R., Moya, S. L. y Valenzuela, L. (2017). Approaches to modelling a solar field for direct generation of industrial steam. *Renewable Energy*, 103, 666-681.
- Duffie, J. A. (2013). Solar Engineering of Thermal Processes. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 201, 3-20.
- Farfán-Caballero, J.G. (2018). Generación de vapor solar acoplado a un sistema de precalentamiento solar (Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica CENIDET/TecNM), Cuernavaca, Morelos, México.
- Fernández, F.G., Rojas E., Pérez M., Silva R., Hernández E. Q., y Manzano F.A. E. R.-E.-A. (2014). A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat. *Journal of Cleaner Production*, 89, 272-285.
- Frein, A., Calderoni M., y Motta M. (2014). Solar thermal plant integration into an industrial process. *Energy Procedia*, 48, 1152 – 1163.
- Gunjo, D. G., Mahanta P., y Robi P.S. (2017). CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition. *Renewable Energy*, 106, 24-36.
- Hernández, R. G. (2012). Solar Energy Potential in Mexico's Northern Border States. Retrieved from https://www.wilsoncenter.org/sites/default/files/Border_Solar_Romero.pdf

- Hill, J. E. and E. R. Streed. (1964). In Application of Solar Energy of Heating and Cooling of Buildings ASHRAE GRP 170 “Testing and Rating of Solar Collectors. (n.a) (s.p)
- Hobbi, A., y Siddiqui K. (2009). Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS. *Solar Energy*, 83, 700–714.
- Hongbo, Y. L. (2018). Operation Simulation and Optimization of Distributed Energy System Based on TRNSYS. *Energy Procedia* 71, 3-8
- Horta, P. (2016). IEA/SHC T49 activities on process heat collectors: available technologies, technical-economic comparison tools, operation and standardization recommendations. *Energy Procedia*, 91, 630 – 637.
- IEA-ETSAP, I. (2015). Solar heat for industrial processes- Technology Brief,. Retrieved from www.irena.org/publications, 34az7.
- Iparaguirre, I., Huidobro A., García A., Valenzuela L., Horta P., Sallaberry F., Osório T., y Sanz A. (2015). Solar thermal collectors for medium temperature applications: a comprehensive review and updated database. *Energy Procedia*, 91, 64-71.
- Jaramillo, O. A. (2007). Intercambiadores de calor. Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. Retrieved from academia.edu/download/34520227/Intercambiadores.pdf
- Lobón, D., H y Valenzuela. L. (2013). Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation. *Solar Energy*, 61, 502-512.
- Lugo, S., Valladares, G. O., Best R., Hernández, J., y Hernández F. (2019). Numerical simulation and experimental validation of an evacuated solar collector heating system with gas boiler backup for industrial process heating in warm climates. *Renewable Energy*, 139, 1120-1132.
- Lobón, L., V, Valenzuela, L., y Baglietto, E. (2014). Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems. *Energy Conversion and Management*, 78, 393–404.

- Madrid solar. (2006) Guía de la Energía Solar. (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid) Retrieved from <https://www.fenercom.com/publicacion/energia-solar-termica-en-la-comunidad-de-madrid-2006/>
- MacDonald, T. H., Monthly Weather Rev (1951). Some Characteristics of the Eppley Pyrheliometer. *Solar Energy*, 79 (8), 153
- Odeh, S.d., Morrison G. M., y Behnia M. (1998). Modelling of parabolic through direct steam generation solar collectors. *Solar Energy*, 62, 395–406.
- Rangababu, J.A., (2015). Numerical Analysis and Validation of Heat Transfer Mechanism of Flat Plate Collectors. *Procedia Engineering*, 79, 63-70.
- Pinzon, L. (2015). Renewable Energy in Mexico's Northern Border Region. Mexico. Retrieved from <https://www.wilsoncenter.org/publication/renewable-energy-mexicos-northern-border-region>
- Ramos, C., Beltrán J., y Ramírez R. (2014). Avances en el desarrollo de la tecnología cilindro parabólico en México. *Energy Procedia*, 57, 2090 – 2097.
- Ramos, C., Ramírez R., y Beltrán J. (2014). Potential assessment in Mexico for solar process heat applications in food and textile industries. *Energy Procedia*, 49, 1879 – 1884.
- Roldán, M.I., Valenzuela, L., Zarza, E. (2013). Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam. *Applied Energy*, 103, 73–84.
- Rovira, A., Barbero, R., Montes, M. J., Abbas, R., & Varela, F. Analysis and comparison of Integrated Solar Combined Cycles using parabolic troughs and linear Fresnel reflectors as concentrating systems. *Applied Energy*, 162, 990–1000, 2016.
- Valenzuela. L., Saynes, J., y Moya. S. M. (2016). Análisis termo-hidráulico de captadores solares cilindroparabólicos para generación directa de vapor con RELAP5. *Tecnología y Ciencias del Agua*, 7, 75-91.

Schweiger, J. F. (2005). The potential of solar heat in industrial processes. *Solar Energy*, 30, 180-191. (sic)

SENER. (2014). Balance Nacional de Energía. Recuperado https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/44353/Balance_Nacional_de_Energia_2014.pdf

Sun, J., Liu Q. L., y Hong H. (2015). Numerical study of parabolic-trough direct steam generation loop in recirculation mode: Characteristics, performance, and general operation strategy. *Energy Conversion and Management*, 96, 287–302.

Terziotti, L. T., Sweet M. L., y McLeskey Jr. (2012). Modeling seasonal solar thermal energy storage in a large urban residential building using TRNSYS 16. *Energy and Buildings*, 45, 28–31.

Tagle, P.D., Agraz, A., y Rivera, C. (2016) Study of applications of parabolic trough solar collector technology in Mexican industry. *Energy Procedia*, 91, 661-667.

Tian, Z., Peres, B., Furbo, y S., Fan, J. (2017). Annual measured and simulated thermal performance analysis of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. *Applied Energy*, 205, 417-427.

Tzuc, M. O., Bassam. A., Ricalde, J. L., Jaramillo, A. O., Bañuelos, F. M., y Soberanis, E. M.A. (2020). Environmental-economic optimization for implementation of parabolic collectors in the industrial process heat generation: Case study of Mexico. *Journal of Cleaner Production* 242, 118-.538

Valenzuela, C., Feibol, C., Quiñones, G., Valenzuela, L., Moya, S.L., Escobar, R.A., (2018). Modeling of a small parabolic trough plant based in direct steam generation for cogeneration in the Chilean industrial sector. *Energy Conversion and Management*, 174, 88-100.

Valenzuela, L., Zarza, E., Berenguel M., y Camacho F. E. (2005). Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs. *Solar Energy*, 78, 301–311.

Weiss, W., Schweiger, H., Battisti, R. (2005). Market potential and system designs for industrial solar heat applications. [s.p]

Zarza, E., Valenzuela L., León J., Hennecke K., Eck M., Weyers H., y Eickhoff M. (2004). Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. *Solar Energy*, 29, 635–644.