



SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Generación de vapor solar acoplado a un sistema
de precalentamiento solar

presentada por

Ing. José Guillermo Farfán Caballero

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. Octubre de 2018.

Cuernavaca, Mor., 27/junio/2018

OFICIO No. DIM/181/2018

Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Ing. José Guillermo Farfán Caballero, con número de control M16CE058, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "Generación de vapor solar acoplado a un sistema de precalentamiento solar" y hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

REVISOR 1



DR. JOSÉ BASSÓN FLORES PRIETO
Doctor en Ingeniería
4355408



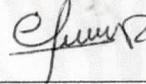
DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
Doctora en Ing. Mecánica (Teórica y
Aplicada)
2067214

REVISOR 2

REVISOR 3



DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6601954



DR. CARLOS RÍOS ROJAS
Doctor en Ciencias en Ingeniería
Mecánica
6745078

C.p. Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Estudiante
Expediente

Iniciales AAP/mrsr



Cuernavaca, Mor. 1 de octubre de 2018
OFICIO N.º SAC/421/2018

Asunto: Autorización de impresión de tesis

**ING. JOSÉ GUILLERMO FARFÁN CABALLERO
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Generación de vapor solar acoplado a un sistema de precalentamiento solar"**, 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"

**DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO**



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. M.T.I. María Elena Gómez Torres- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

Dedicatorias

A mis padres Guillermo Farfán y Ana Luz Caballero porque siempre me enseñaron que a pesar de las situaciones difíciles siempre se debe dar el mejor esfuerzo, siempre me motivaron a seguir adelante, gracias a sus consejos me forjaron como la persona que soy en la actualidad, muchos de mis logros se los debo a ustedes, entre los que se incluye este.

A mi hermana Ana, porque siempre me dio palabras de motivación y a mi novia por sus oraciones y por su apoyo incondicional en todo momento.

Agradecimientos

Primeramente, agradezco a Dios mi creador, por permitirme la vida y la oportunidad de lograr una meta más.

A mi familia y mi novia, porque siempre me dieron su apoyo constante y estuvieron siempre dispuestos a realizar sacrificios para poder ayudarme a lograr cada meta propuesta, no me queda más que agradecerles.

Al Dr. José Jassón Flores Prieto por confiar en mí y mis capacidades. Gracias por brindarme su amistad y por cada uno de las palabras y consejos que me brindo en la trayectoria de la maestría, además del apoyo constante durante todo el trabajo. ¡Muchas gracias!

A mi comité revisor, Dra. Sara Lilia Moya Acosta, Dr. Efraín Sima Moo y Dr. Carlos Ríos Roja, gracias por cada uno de sus comentarios y observaciones para mejorar la calidad de mi trabajo.

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.

A Energías Saubere S A. de C.V., por permitirme colaborar en el proyecto Conacacyt-BMBF 207368 contribuyendo en mi desarrollo profesional.

A doña María del Rocio Salazar Ruiz, porque siempre me brindó su apoyo y amistad, gracias por todos los consejos brindados.

A mis compañeros del área de mecánica, por todos los buenos momentos. A todos mis compañeros y amigos del "Lab solar", por cada consejo, cada reunión, por cada convivio que hicieron una estancia muy agradable.

A mis amigos: Josué, Froy, Memo, Danier gracias por cada anécdota e incontables momentos de apoyo, por cada palabra de aliento cuando todo se miraba difícil.

Índice

| | |
|--|-----------|
| Lista de figuras..... | I |
| Lista de tablas..... | II |
| Nomenclatura..... | III |
| Resumen..... | V |
| Abstract..... | VI |
| Capítulo 1 Introducción..... | 1 |
| 1.1 Generalidades..... | 2 |
| 1.2 Estado del Arte..... | 5 |
| 1.2.1 Aplicación industrial..... | 5 |
| 1.2.2 Sistemas híbridos..... | 12 |
| 1.2.3 Plataformas de simulación..... | 17 |
| 1.2.4 Estudios realizados..... | 22 |
| 1.2.5 Recurso solar e industrial en México..... | 24 |
| 1.2.6 Conclusiones de la revisión bibliográfica..... | 26 |
| 1.3 Objetivos y alcances..... | 27 |
| 1.4 Contenido de la tesis..... | 28 |
| Capítulo 2 Modelos físicos del sistema y modelos matemático de sus componentes..... | 29 |
| 2.1 Fundamentos teóricos..... | 30 |
| <i>Calor de procesos.....</i> | 30 |
| <i>Sistema de captación solar.....</i> | 31 |
| 2.2 Selección de la localidad..... | 36 |
| 2.2.1 Condiciones climáticas..... | 36 |
| 2.2.2 Requerimientos térmicos..... | 37 |
| 2.3 Configuración del sistema híbrido..... | 38 |
| 2.3.1 Sistema híbrido..... | 38 |
| 2.3.2 Sub sistema de precalentamiento..... | 39 |
| 2.3.3 Sub sistema de generación de vapor..... | 40 |
| 2.4 Modelos matemáticos..... | 41 |
| 2.4.1 Componentes en el sistema de precalentamiento..... | 41 |
| 2.4.2 Acoplamiento de los modelos de los elementos..... | 49 |
| Capítulo 3 Solución de los modelos matemáticos..... | 51 |
| 3.1 Estrategia para el diseño de la plataforma de simulación y construcción de mapas de diseño de sistemas..... | 52 |
| 3.2 Plataforma de simulación..... | 53 |
| 3.3 Verificación de la plataforma de simulación..... | 54 |
| 3.3.1 Especificaciones y verificación del sistema de precalentamiento..... | 54 |
| 3.3.2 Especificaciones y simulación del sistema de generación de vapor..... | 61 |

Capítulo 4 Resultados65

4.1 Características y condiciones de operación del sistema propuesto 66

4.2 Optimización del sistema propuesto 67

4.3 Alcance del sistema propuesto 70

4.4 Discusión del sistema propuesto 72

Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones75

5.1 Conclusiones 76

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros 77

Bibliografía78

Lista de figuras

| | Pág. |
|---|------|
| <i>Figura 1. 1. Tasa de consumo de energía en el sector industrial (SENER).</i> | 3 |
| <i>Figura 1. 2. Mapa de ubicación de plantas híbridos del estado del arte.</i> | 17 |
| <i>Figura 2. 1. Componentes principales de un colector solar de placa plana (Calvo et al.,2013)</i> | 33 |
| <i>Figura 2. 2. Elementos de un colector cilindro parabólico (García, 2014)</i> | 34 |
| <i>Figura 2. 3. Radiación anual de Hermosillo.</i> | 37 |
| <i>Figura 2. 4. Perfil de demanda de vapor horario</i> | 37 |
| <i>Figura 2. 5. Sistema híbrido de generación de vapor propuesto</i> | 38 |
| <i>Figura 2. 6. Esquema representativo del sub sistema de precalentamiento.</i> | 39 |
| <i>Figura 2. 7. Sistema de generación de vapor de forma directa</i> | 40 |
| <i>Figura 2. 8. Balance de energía en el colector solar</i> | 41 |
| <i>Figura 2. 9. Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor</i> | 43 |
| <i>Figura 2. 10. Esquema de función de un intercambiador de calor</i> | 43 |
| <i>Figura 2. 11. Entrada y salidas en tanque de almacenamiento térmico.</i> | 44 |
| <i>Figura 2. 12. Entradas y salidas de temperatura y calor en un calentador auxiliar</i> | 45 |
| <i>Figura 2. 13. Elementos que conforman un colector cilindro parabólico</i> | 45 |
| <i>Figura 2. 14. Área de captación de un PTC</i> | 47 |
| <i>Figura 2. 15. Pérdidas en el tubo receptor (Zarza, 2003)</i> | 47 |
| <i>Figura 2. 16. Diagrama del sistema de generación de vapor híbrido.</i> | 50 |
| <i>Figura 2. 17. Sistema de ecuaciones</i> | 50 |
| <i>Figura 2. 18. Sistema matricial</i> | 50 |
| <i>Figura 3. 1 Diagrama de flujo de la estrategia utilizada en el diseño del sistema.</i> | 52 |
| <i>Figura 3. 2 Types de elementos que forman parte del sistema.</i> | 53 |
| <i>Figura 3. 3 Types que conforman el circuito1 del sistema de precalentamiento de referencia</i> | 56 |
| <i>Figura 3. 4 Types que conforman el circuito2 del sistema de precalentamiento de referencia</i> | 57 |
| <i>Figura 3. 5 Types que conforman el circuito3 del sistema de precalentamiento de referencia</i> | 57 |
| <i>Figura 3. 6 Representación con TRNSYS del sistema de precalentamiento</i> | 58 |
| <i>Figura 3. 7 Balance de energía en el colector solar</i> | 59 |
| <i>Figura 3. 8 Balance de energía en el Intercambiador de calor</i> | 59 |
| <i>Figura 3. 9 Balance de energía en el tanque de almacenamiento</i> | 60 |
| <i>Figura 3. 10 Balance de energía en el calentador auxiliar</i> | 61 |
| <i>Figura 3. 11 Sistema de generación de vapor</i> | 62 |
| <i>Figura 3. 12 Representación en TRNSYS del sistema de generación de vapor.</i> | 63 |
| <i>Figura 3. 13 Representación en TRNSYS del sistema de generación de vapor con un colector</i> | 64 |
| <i>Figura 4. 1. Radiación mensual de la ciudad de Hermosillo.</i> | 66 |
| <i>Figura 4. 2. Radiación diaria del 30 de junio para verano y 30 de diciembre para invierno.</i> | 67 |
| <i>Figura 4. 3. Fracción solar anual respecto al área de colección y</i> | 68 |
| <i>Figura 4. 4. Fracción solar anual respecto al área de colección y</i> | 69 |
| <i>Figura 4. 5. Nomograma del circuito 1de Hermosillo, Sonora</i> | 70 |
| <i>Figura 4. 6. Nomograma del lado del circuito2 de Hermosillo, Sonora.</i> | 71 |
| <i>Figura 4. 7. Nomograma de generación de vapor para Hermosillo, Son.</i> | 72 |
| <i>Figura 4.8. Diagrama P-T de evaporación.</i> | 73 |
| <i>Figura 4.9. Diagrama T-S del sistema de evaporación.</i> | 74 |

Lista de tablas

| | Pág. |
|--|------|
| <i>Tabla 1. 1 Conclusiones de las tecnologías de concentración solar</i> | 26 |
| <i>Tabla 2. 1 Condiciones climáticas promedio anual de la zona de estudio.</i> | 36 |
| <i>Tabla 3. 1 Características del colector solar empleado</i> | 54 |
| <i>Tabla 3. 2 Características del primer intercambiador de calor</i> | 55 |
| <i>Tabla 3. 3 Características del segundo intercambiador de calor.....</i> | 55 |
| <i>Tabla 3. 4 Características de las bombas hidráulicas.</i> | 55 |
| <i>Tabla 3. 5 Componentes empleados en el sistema de referencia</i> | 56 |
| <i>Tabla 3. 6 Comparativo entre lo simulado y lo reportado para el caso de Graz, Austria.</i> | 61 |
| <i>Tabla 3. 7 Características del colector solar empleado</i> | 62 |
| <i>Tabla 3. 8 Componentes empleados en el sistema de referencia de generación de vapor</i> | 63 |
| <i>Tabla 3. 9 Comparación entre lo reportado y lo simulado de Almería, España.</i> | 64 |
| <i>Tabla 4. 1 Dimensionamiento del sistema híbrido.....</i> | 73 |

Nomenclatura

| Variable | Descripción | Unidades |
|-----------------|--|----------------------------|
| ΔT_m | <i>Diferencia de temperaturas media</i> | <i>K</i> |
| a_0 | <i>Coefficientes de ganancias</i> | <i>Adimensional</i> |
| a_1 | <i>Coefficiente de pérdidas</i> | <i>W/m²*K</i> |
| a_2 | <i>Factor de corrección</i> | <i>W/m²*K</i> |
| A_s | <i>Área de la superficie</i> | <i>m²</i> |
| A_c | <i>Área de colección</i> | <i>m²</i> |
| C | <i>Capacidad térmica</i> | <i>J/K</i> |
| C_p | <i>Calor específico constante del fluido de trabajo</i> | <i>kJ/kg *K</i> |
| F_R | <i>Factor de remoción de calor</i> | <i>Adimensional</i> |
| $F_R U_L$ | <i>Coefficiente de pérdidas térmicas</i> | <i>kJ/h *K</i> |
| FS | <i>Fracción solar</i> | <i>Adimensional</i> |
| G_A | <i>Cantidad de energía aportada por la radiación solar</i> | <i>kJ/h</i> |
| h | <i>Coefficiente de transferencia de calor</i> | <i>W/m²*K</i> |
| \dot{m} | <i>Flujo másico</i> | <i>kg/h</i> |
| q | <i>Flujo de calor</i> | <i>kJ/h</i> |
| Q_{ext} | <i>Calor exterior en el calentador auxiliar</i> | <i>kJ/h</i> |
| \dot{Q}_{max} | <i>Calor máximo que aporta el calentador</i> | <i>kJ/h</i> |
| \dot{Q}_{rad} | <i>Razón de transferencia de calor por radiación</i> | <i>kJ/h</i> |
| Q_U | <i>Cantidad de calor ganado útil</i> | <i>kJ/h</i> |
| Q_L | <i>Cantidad de calor perdido a los alrededores</i> | <i>kJ/h</i> |
| RU | <i>Razón de uso</i> | <i>l/m²-día</i> |
| R_V | <i>Razón volumétrica</i> | <i>l/m²-día</i> |
| T_{amb} | <i>Temperatura ambiente</i> | <i>°C</i> |
| T_{ent} | <i>Temperatura de entrada</i> | <i>°C</i> |
| T_{max} | <i>Temperatura máxima</i> | <i>°C</i> |
| T_{med} | <i>Temperatura media</i> | <i>°C</i> |
| T_{min} | <i>Temperatura mínima</i> | <i>°C</i> |
| T_{prom} | <i>Temperatura promedio.</i> | <i>°C</i> |

| | | |
|------------|---|---------------------|
| T_{sal} | <i>Temperatura de salida.</i> | $^{\circ}C$ |
| V_{prom} | <i>Velocidad promedio</i> | m/s |
| V_t | <i>Volumen del tanque</i> | m^3 |
| U_L | <i>Coficiente global de pérdidas de calor</i> | $W/m^2 * ^{\circ}C$ |

Símbolos

| | | |
|---------------|---|---------------------|
| ε | <i>Eficiencia del intercambiador de calor</i> | <i>Adimensional</i> |
| ϵ | <i>Emisividad.</i> | <i>Adimensional</i> |
| η | <i>Eficiencia del colector</i> | <i>Adimensional</i> |
| σ | <i>Constante de Stefan-Boltzman</i> | $W/m^2 * K^2$ |

Subíndices

| | |
|-----|-----------------|
| c | <i>Frio</i> |
| h | <i>Caliente</i> |

Resumen

Este trabajo presenta la integración de un sistema híbrido para la producción indirecta de vapor, solar-solar, con tecnología de colectores cilindro parabólico y colectores de placa plana. La tecnología de placa plana se utiliza principalmente para el precalentamiento y el cilindro parabólico para la evaporación, ambas tecnologías consideran el almacenamiento térmico. Se integró un sistema para una carga de vapor diaria continua, de 5:30 a 22:00 horas, a 36 Bar, en un lugar con clima seco tipo BWh (Hermosillo-México), con una radiación directa y difusa de 5,60 y 2,05 GJ/m^2 -año (1555.6, 569.4 kWh/m^2 -año) respectivamente. El dimensionamiento del sistema se realizó optimizando la energía útil anual y la fracción solar, en términos de almacenamiento térmico y área de captación solar, con simulación en estado transitorio y análisis variacional. El software TRNSYS fue la plataforma de simulación, que se verificó en términos de la fracción solar y la energía útil. Las diferencias entre los datos teórico-experimentales informados con fracción solar fueron de hasta 1.1%. La fracción solar y la energía útil se optimizaron considerando la relación de volumen de almacenamiento térmico y las áreas de colectores solares. Se construyó un nomograma para identificar la relación óptima de volumen de almacenamiento térmico y las áreas de colectores solares. En el caso de Hermosillo-México, el diseño optimizado resulta en 250 m^2 de área de recolección solar con tecnología de placa plana y con 200 m^2 de cilindro parabólico, con volúmenes de tanques de almacenamiento térmico de 5.0 m^3 y 4.0 m^3 para cada subsistema, respectivamente. Para la tecnología de colectores cilindro parabólico, la fracción solar y la energía útil fueron de 0.08 y 1206 kWh/m^2 -año respectivamente, mientras que para la tecnología de placa plana fueron de 0.05 y 1591 kWh/m^2 -año respectivamente.

Abstract

This work presents the integration of a hybrid system for indirect steam production, solar-solar, with parabolic trough collector technology and flat plate collectors. The flat plate technology is used mainly for preheating and the parabolic trough collector for evaporation, both technologies consider thermal storage. A system was integrated for a continuous daily steam load, from 5:30-22:00 hours, to 36 Bar, in a place with dry climate type BWh (Hermosillo-Mexico), with a direct and diffuse radiation of 5.60 and 2.05 GJ/m^2 -year (1555.6, 569.4 kWh/m^2 -year) respectively. The sizing of the system was carried out by optimizing the annual useful energy and the solar fraction, in terms of the thermal storage and the solar collection area, with simulation in transitory state and variational analysis. The TRNSYS was the platform of the simulation, which was verified in terms of the solar fraction and the useful energy. The differences between theoretical-experimental reported with solar fraction were up to 1.1%. The solar fraction and the useful energy were optimized considering the thermal storage volume ratio and areas of solar collectors; a nomogram was built to identify the optimal thermal storage volume ratio and the areas of solar collectors. In the case of Hermosillo-Mexico, the optimized design results in 250 m^2 of solar collection area with flat plate technology and with 200 m^2 of parabolic trough collector, with thermal storage tank volumes of 5.0 m^3 and 4.0 m^3 for each subsystem respectively. For the parabolic trough collector technology, the solar fraction and the useful energy were 0.08 and 1206 kWh/m^2 -year respectively, while for the flat-plate technology were 0.05 and 1591 kWh/m^2 -year respectively.

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se presenta las generalidades así como la revisión bibliográfica de esta tesis, donde se enfatiza las tecnologías de captación solar, los sistemas híbridos, las aplicaciones de calor solar en la industria y las plataformas de simulación. También, se presenta el objetivo, los alcances del proyecto y una descripción general de la escritura de la tesis.

1.1 Generalidades

Actualmente, el uso de la energía se ha hecho indispensable para las actividades humanas, con una considerable creciente demanda (Dilip & Tatsutani, 2008), lo que ha generado que las fuentes primarias de energía se reconozcan universalmente como pilares de la sociedad industrial (Thomas, 1996). Las fuentes de energía convencionales constituyen casi el 80% del consumo mundial de energía (Mekhilef et al., 2011). El empleo de diversas fuentes de energía no renovable para satisfacer estas necesidades ha sido un problema aún no resuelto, que ha generado un impacto adverso en la ecología y en lo social (Duan et al., 2017; Sorrell, 2015). De la producción total de energía en el planeta, en la actualidad cerca del 66% del calor generado se produce mediante combustibles fósiles. Algunas fuentes indican que en el continente americano el calor generado por combustibles fósiles, representa el 88% (Horta, 2015).

Las principales fuentes de energía no renovables empleadas en la actualidad son: el petróleo, carbón, gas natural, diésel y combustibles fósiles (Adewuyi & Awodumi, 2017), mientras que en las renovables sobresalen la hidráulica, eólica, solar, biomasa, mareomotriz y geotérmica (Baños et al., 2011; Pérez et al., 2017; Alemán et al., 2014). En el caso del sector industrial, que representa el 28% de la demanda de calor en el mundo, se requieren generalmente calor en el intervalo de temperatura de 80-240°C. Para conservar los recursos naturales y disminuir los efectos de gases invernadero, se ha venido dando paso al uso de fuentes de energías renovables, de las cuales la energía solar ha destacado, debido a las ventajas de su uso, y de disponibilidad en áreas remotas del mundo (Panwar et al., 2011; Ellabban et al., 2014). Hasta el momento, las aplicaciones del calor solar son principalmente para los procesos de calentamiento y precalentamiento de agua, generación de vapor, secado, deshidratación y pasteurización entre otras (Mekhilef et al., 2011; Madridsolar, 2006)

El consumo energético en México en el sector industrial es considerado como el segundo consumidor de energía en el país, significando el 30.3% del consumo total. En 2016 el consumo nacional de energía fue de 9.14 EJ (SENER, 2018). En México, la generación de energía a partir de tecnologías solares tiene un alto potencial, encontrándose entre los cinco países con mayor uso del recurso solar en el mundo (Alemán et al., 2014), sin embargo, la

explotación es reducida. En la Figura 1.1 se muestra que las industrias que mayor energía consumen son la siderurgia, química, petroquímica y la del cemento; mientras que los procesos que demandan mayor cantidad de vapor son la generación de electricidad, textil, lavado químico y construcción entre otras (SENER 2018; Mekhilef et al., 2011; Schnitzer et al., 2007) La generación eléctrica, esterilización de instrumental quirúrgico, tratamiento de residuos de hospitales, purificación de agua son procesos que presentan un alto potencial de aplicación del calor solar y que se han atendido de manera muy limitada o nula.

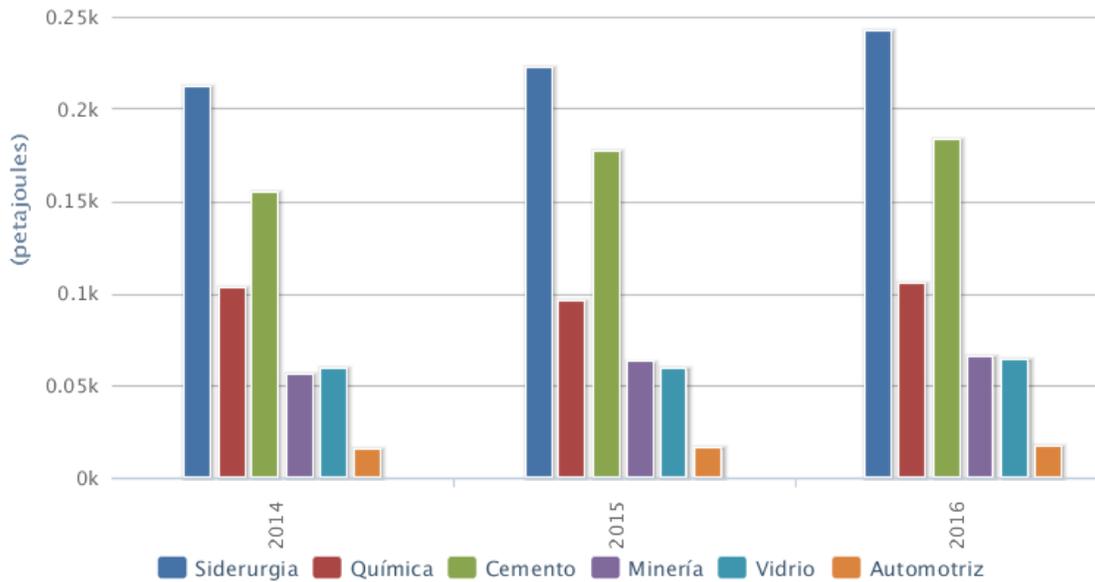


Figura 1. 1. Tasa de consumo de energía en el sector industrial (SENER).

La producción de vapor se realiza principalmente mediante combustibles fósiles, y más recientemente. El vapor solar ha surgido como una alternativa, considerándose hoy en día como una solución muy prometedora. La importancia del uso del vapor como fluido de trabajo se debe a su capacidad calorífica, bajos costos de producción y alta capacidad para el transporte de calor (Nieuwlaar et al., 2016). El vapor solar se puede obtener mediante sistemas de concentración o sin concentración solar. Los sistemas de concentración se clasifican por su geometría de enfoque como concentradores de punto entre los que se encuentran las torres centrales y discos parabólicos o concentradores de foco lineal entre los que están los colectores cilindro-parabólicos y colectores de lentes Fresnel (Fernández et al., 2010). Entre los sistemas de concentración, la tecnología de captadores cilindro-parabólicos (CCP) ha venido destacando debido a que permite aplicaciones de medianas y

altas temperaturas con desempeños térmicos adecuados (Fernández et al., 2010). En la generación de vapor solar, la generación directa (DSG) y la generación indirecta (ISG) se han venido utilizando dependiendo del perfil de la demanda y de las condiciones meteorológicas. La generación directa de vapor utiliza agua tratada, situación que incrementa el costo del sistema, debido a las altas presiones que se manejan que pueden llegar por encima de los 100 bares, y a los consecuentes problemas dentro de los tubos receptores que deben coincidir con la presión de entrada de la turbina. La generación de vapor indirecta utiliza dos ciclos en el proceso, el primero utiliza fluido térmico a baja presión, y en el segundo se genera el vapor (Schnitzer et al., 2007; Giglio et al., 2017).

La generación de calor solar con concentración presenta inconvenientes tales como considerables áreas de captación, altos costos de inversión y producción por cada kWh, baja fracción solar y considerable variabilidad de la producción que depende de las condiciones meteorológicas (Kane et al., 2003). El uso de sistemas híbridos ha venido siendo una alternativa para minimizar la variabilidad de la producción del calor (Niknia & Yaghoubi, 2013). Para esto, se han venido desarrollando instalaciones híbridas como la solar-convencional (Quijera et al., 2014), solar-geotérmica (Astolfi et al., 2011), solar-nuclear (Popov & Borissova, 2017) y solar-solar (Desai et al., 2014) en menor frecuencia. En estos estudios se ha logrado observar que se pueden cubrir los requerimientos durante la ausencia de radiación solar y se pueden cubrir demandas continuas. Las plantas híbridas presentan ventajas significativas en comparación a las plantas solares autónomas, tales como mayor eficiencia, menor costo de inversión y menores costos de la energía (Jamel et al., 2013).

La complejidad y costo de la producción de calor solar está en función del nivel de temperatura requerido, del tipo de tecnología de captación y del perfil de carga (Baniassadi et al., 2015). Por su parte (Desai et al., 2014) estudiaron el desempeño de una planta piloto solar-solar (PTC-LFR) donde mostraron la producción energética anual y el porcentaje de área de captación PTC-LFR. Concluyeron que utilizar dos tecnologías de concentración solar combinadas genera que sus costos sean muy altos.

Sin embargo, se ha podido observar en trabajos previos, que en muchos de los casos los sistemas híbridos de generación de vapor se suelen hacer basándose en experiencias o en

análisis basados en el cumplimiento de las cargas a nivel global, sin realizar un análisis de las áreas y volumen del tanque óptimo para el sistema. Por estas razones se propone realizar el dimensionamiento de un sistema de generación de vapor híbrido asistido por dos tecnologías, una de colectores de placa plana y otra de colectores cilindro parabólicos, considerando el área de colección y volumen del tanque dependiendo del perfil de carga que se requiera satisfacer, buscado optimizar de manera térmica el sistema.

1.2 Estado del Arte

En esta sección se presenta un estudio de la aplicación de calor solar para procesos industriales, de los cuales se retomó aquellos que por su diseño, aplicación y metodología de evaluación resultaron más interesantes. El estudio se dividió en aplicaciones, sistemas híbridos, plataformas de simulación, estudios realizados y recurso solar e industrial en México. En la revisión bibliográfica se revisaron revistas, reportes de proyecto, tesis y libros donde resaltan las revistas Energy Procedia, Energy, Applied Energy, International Journal sustainable, Energy Policy, Renewable Energy, Applied Thermal Engineering, Geothermics, Renewable and Sustainable Energy reviews y Journal of Cleaner Production.

1.2.1 Aplicación industrial

En esta sección se abordan tópicos tales como los tipos de tecnologías que se utilizaron y las aplicaciones que tienen y pueden tener en diferentes sectores industriales.

Zarza et al. (2004) construyeron, operaron y evaluaron un sistema demostrativo de generación directa de vapor solar, con tecnología cilindro-parabólico, con un área de captación de 550m², en Almería, España. En la primera etapa se construyó y evaluó el sistema en operación, mientras que la segunda etapa se analizó la viabilidad de la planta de generación de vapor de forma directa, durante un tiempo de operación de 3000 horas. En los resultados los autores indicaron que las principales fallas fueron generadas por el mal diseño de la bomba, así como el incumplimiento de las especificaciones por parte de elementos que conformaban el equipo en operación. También indicaron que durante la operación de la planta se presentó mayor eficiencia que la proyectada, con los datos obtenidos se realizó el diseño de una planta para la generación de vapor de forma directa.

Malayeri et al.(2004) realizaron un estudio teórico de separadores de mezcla, elemento ubicado a la entrada del campo solar, con los objetivos de aumentar la eficiencia de las centrales térmicas solares y garantizar parámetros de vapor constantes. Los autores seleccionaron y analizaron las investigaciones realizadas por otros autores y comprobaron las fracciones de flujo, observando que el separador tipo T es el más simple y de mayor eficiencia. También observaron que para generar vapor de calidad se necesita un buen separador de mezclas, ya que contribuyen a un aumento en la eficiencia y reducen costos. Los autores recomiendan realizar investigaciones más amplias sobre el comportamiento térmico del separador.

Villamil et al. (2013) realizaron un análisis comparativo de las diferentes tecnologías de concentradores solares térmicos, tales como cilindro parabólico, disco parabólico, receptores solares, y colectores lineales Fresnel, así como de sus principales características. Inicialmente, realizaron una breve descripción de la importancia de sus usos como dispositivos de captación solar. Adicionalmente realizaron un análisis de las ventajas y desventajas de cada una de las tecnologías. Posteriormente presentaron sus posibles aplicaciones destacando las siguientes; secado solar, calefacción solar, calentadores solares de agua, industria de papel e industria química. Concluyeron que el desarrollo de la energía solar térmica depende de la radiación solar directa. El uso y la aplicación masiva de tecnologías termo-solares en la industria están directamente relacionados con el tipo de proceso en el que se requiere y el grado de inversión y desarrollo de la industria.

Alguacil et al. (2013) operaron y evaluaron un sistema demostrativo de generación directa de vapor solar, con tecnología cilindro-parabólico de 8 *MWh* construida por Abengoa Solar, con el fin de superar los desafíos que presentan las centrales eléctricas con altas temperaturas. La planta consta de un área de captación de 800 m^2 , ubicada en Sanlúcar la Mayor, Sevilla, España. Para la evaluación de la planta los autores dividieron su investigación en dos etapas, en la primera evaluaron el tubo receptor a temperatura de 450°C, y en la segunda etapa el mismo tubo receptor fue evaluado a 550°C. El tubo receptor se implementó con un recubrimiento avanzado, y observaron que el tubo no presentó ningún cambio en su geometría, ni evidencia de una posible ruptura. En este trabajo se observó que para mantener un mejor control en los tubos receptores de CCP para GDV, el

uso de recubrimientos avanzados y el control de la velocidad del flujo ayudan a disminuir posibles rupturas en estos.

Yadav & Kumar, (2013) realizaron una investigación de tipo experimental de un sistema de calentamiento de aire con colectores cilindro-parabólicos, utilizando tres diferentes tipos de reflectores con el objetivo de identificar el más eficiente. Primero instalaron el equipo experimental en Kurukshetra, India, considerando parámetros como la longitud del concentrador de 1.816 *m* y un flujo másico de 0.010 *kg/s*, posteriormente realizaron mediciones experimentales en el mes de marzo y abril del 2013 con intervalos de 30 minutos para los tres tipos de reflectores (hoja de lámina de aluminio, lamina de aluminio y hoja de acero). Los resultados obtenidos fueron una eficiencia del reflector de hoja de lámina de aluminio de 18.91% más eficiente que el de tipo de lámina de aluminio y 61.18% mayor que el de hoja de acero. Considerando los resultados obtenidos los autores recomendaron el uso de colectores con hoja de lámina de aluminio, siendo los que mayor eficiencia presentaron.

Siva et al. (2013) realizaron una investigación teórica sobre el estado del arte en el que se encuentran las tecnologías de baja, mediana y alta temperatura de las plantas de energía solar térmica. La investigación la dividieron en tres: centrales de baja y media temperatura, centrales de alta temperatura y análisis económico. Los autores identificaron que las centrales de baja y mediana temperatura generalmente utilizan colectores de placa plana para los de baja y cilindro parabólicos para los de mediana temperatura. La tecnología de mediana temperatura logra aprovechar hasta un 60-70% de la radiación solar incidente y con una eficiencia de 20-25%, cuando se utiliza seguimiento solar basado en rastreo virtual. Las centrales con requerimientos de alta temperatura generalmente utilizan disco-parabólicos y torres centrales, observando que los costos de instalación para estas tecnologías aún son muy altos. La evaluación económica de las plantas de energía solar térmica de baja, media y alta temperatura mostró que el costo de instalación de la planta de discos parabólicos es menor en comparación con la de torre central y cilindro parabólicos. Debido a que tiene una eficiencia alta, sin embargo, en comparación de potencia es menor comparada con las otras dos tecnologías y esto se debe a que estas dos últimas tienen instalaciones de almacenamiento térmico, mostrando así el escenario completo de las

plantas de energía solar térmica. Los autores recomiendan que para un mejor análisis económico, se tienen que tomar en cuenta los parámetros como vida útil y gastos de instalación.

Ramos et al. (2013) evaluaron el potencial de aplicaciones de calor de procesos solares en industrias alimenticias y textiles en México. La metodología de evaluación consistió en recopilación y análisis estadísticos de la información obtenida a través de la Secretaría de Energía en México, el Instituto de Estadísticas y Geografía así como talleres y entrevistas realizadas. Analizaron el potencial teórico, técnico y técnico factible en la industria mexicana. El recurso solar estimado para la parte Noroeste y Norte del país fue una Radiación Normal Directa (DNI) de 2157 y 2800 kWh/m^2 -año. Los autores concluyeron que México cuenta con el recurso solar suficiente para aplicar la tecnología de cilindro-parabólico en el sector industrial. Del consumo total de energía en las industrias, los sectores con mayor demanda son el alimenticio, textil, productos cerámicos, siendo los sectores adecuados para aplicar esta tecnología. También observaron que aplicar en grandes dimensiones la tecnología solar aún no es del todo factible ya que las industrias en México se encuentran principalmente en el intervalo de pequeñas y medianas empresas.

Frein et al. (2014) implementaron una planta termo-solar a un proceso de teñido donde se buscó suministrar agua a 60°C. En el estudio se utilizaron tres diferentes configuraciones de sistemas con el fin de encontrar el que tuviera el mejor rendimiento con la menor inversión posible. La primera configuración estuvo compuesta de un colector de placa plana conectado a un tanque mediante un intercambiador de calor y la salida del tanque de almacenamiento se conectó directamente al proceso. En la segunda configuración se implementaron dos intercambiadores de calor, el primero fue conectado entre el colector y el termotanque, mientras que el segundo fue implementado entre el tanque y el proceso. Para la tercera propuesta el colector se conectó al tanque de manera directa, con un intercambiador entre la salida del tanque y el proceso, para esto se necesitó cambiar el líquido de trabajo del colector de una combinación agua/glicol por agua común, lo cual implicó un posible riesgo de congelamiento del colector. El primer sistema propuesto integrado por dos circuitos que suministra agua caliente de forma directa al proceso mostró los mejores resultados. En el estudio se consideró un área total de captación de 955 m^2 ,

conectado a un intercambiador de calor de placas de capacidad de 500 kW y un termo tanque de 30 m³. Este modelo mostró cumplir con los requerimientos solicitados.

Jebasingh & Herbert, (2016) estudiaron de manera teórica la situación actual de los colectores cilindro-parabólicos y sus aplicaciones, destacando que pueden alcanzar temperaturas de 350-400°C. En el estudio realizaron un análisis de rendimiento observando que el desempeño de los actuadores afecta el rendimiento de los colectores cilindro-parabólicos. La eficiencia térmica se puede mejorar en un 46.46% más respecto a un colector estacionario. También, analizaron diferentes aplicaciones de la energía solar como fue el caso de calefacción de aire, para fines de secado de textiles, productos alimenticios, etc.; para procesos de desalinización, sistemas de refrigeración, uso en centrales eléctricas y para fines industriales. Los autores observaron que en general la mayor temperatura en los procesos industriales es de 260°C, por lo cual se puede cubrir con los colectores cilindro-parabólicos, ya que estos tienen la capacidad de alcanzar hasta los 400°C. Los autores concluyeron que la energía solar factible para cubrir la futura demanda de energía y que los colectores cilindro-parabólicos pueden mejorar su eficiencia térmica mediante la optimización del sistema de seguimiento.

Kalogirou (2003) realizó un estudio del potencial de las aplicaciones de calor de procesos industriales. Presentó una visión general de la eficiencia y el costo de las tecnologías existentes. En el estudio realizado comparó 5 tecnologías diferentes de colectores apoyándose con el programa informático TRNSYS. Primero evaluó la demanda de calor de los diferentes procesos industriales. Posteriormente realizó la simulación considerando un tanque de almacenamiento de 25 m³ para los 5 tipos de colectores. Los colectores considerados fueron: colector plano, colector plano avanzado, colector parabólico estacionario, colector de tubo de vacío y colector cilindro-parabólico. Finalmente con los datos obtenidos concluyó que las aplicaciones más importantes en el sector industrial son, producción de calor para procesos industriales, refrigeración, secado y desalinización. La contribución solar a temperaturas mayores de 150°C el colector cilindro-parabólico es el más eficiente y que la viabilidad de los sistemas dependen de su costo inicial y del precio del combustible.

Mekhilef et al. (2011) realizaron una investigación teórica sobre el uso de la energía solar en las industrias resaltando que la energía solar puede ser térmica o fotovoltaica, siendo de su interés la parte térmica. Primero, explicaron que la tecnología utilizada se divide según el movimiento realizado en tres secciones las cuales son en estacionario (colector plano y tubos evacuados), seguimiento de un solo eje (lentes Fresnel y colectores cilindro-parabólicos) y seguimiento de dos ejes (disco parabólico y campo de helióstatos). Posteriormente, observaron que las aplicaciones más representativas en los sectores industriales son de precalentamiento, esterilización, calefacción solar, secado, refrigeración y generación de vapor, resaltando este último por su requerimiento de alta temperatura y uso de la tecnología de colectores cilindro-parabólicos como de un grado de mayor investigación. Los autores finalmente concluyeron que los sistemas térmicos son adecuados para diversas aplicaciones de procesos industriales, sin embargo la eficiencia global del sistema depende de la integración adecuada de los sistemas y del diseño adecuado de los colectores, así como también indicaron que se debería impulsar a aplicar las nuevas tecnologías en el sector industrial.

Ramos et al. (2014) desarrollaron cuatro prototipos de prueba de colectores cilindro parabólico 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 mayor demanda de energía en lugares específicos, en la segunda descubrieron que al aumentar la apertura del colector también aumentaba la eficiencia. En la tercera generación implementaron un seguidor solar y aumentaron las dimensiones, con lo que observaron 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 comprobó que en México es factible la generación de vapor de forma directa mediante dispositivos de concentración solar.

Silva et al. (2014) analizaron la factibilidad de la implementación de colectores cilindro-parabólicos para una industria de conservación de vegetales en el sur de España. La industria requiere vapor saturado a una presión de siete bares con un consumo anual de 148 *MWh*. En el estudio primero realizaron simulaciones dinámicas implementando el código MODELICA, considerando las orientaciones Norte-Sur y Este-Oeste. Con los datos

obtenidos observaron que la orientación este-oeste proporciona una fracción solar de 33.4% mientras que la orientación Norte-Sur 34.9% para una área de 73.8 m². Concluyeron que una gran parte significativa de la demanda puede ser cubierta con un pequeño campo solar.

IEA-ETSAP & IRENA, (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 identifican en el intervalo de 150-400°C que se utilizan mayormente para procesos industriales, siendo estos los cilindro-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.

Shang & Deng, (2016) realizaron una investigación sobre la generación de vapor solar a temperatura ambiente sin concentradores. Esto lo lograron considerando absorbedores selectivos y materiales conductivos con un factor de concentración alto. Los resultados obtenidos demostraron la reducción de pérdida de calor por convección y la competitividad de este método para uso industrial, así como la factibilidad del uso de agua como fluido de trabajo para la generación de vapor solar. Finalmente recomendaron para trabajos futuros un enfoque mayor en los materiales y las condiciones transitorias.

Iparraguirre et al, (2016) realizaron una investigación de estudio sobre los colectores existentes entre los cuales se encuentran los más conocidos como cilindro parabólico, canal parabólico, discos parabólicos y los Fresnel, entre otros. Realizaron una base de datos con las características técnicas de dichos colectores. Primero realizaron una encuesta en línea a los proveedores de colectores, posteriormente evaluaron y verificaron dicha información,

tomando en cuenta los parámetros como materiales, diseño, geometría y sus aplicaciones. Obtuvieron como resultados una base de datos con información detallada de los colectores existentes. En la investigación se pudo observar 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.

La tecnología con discos parabólicos y las de torres centrales se han aplicado únicamente en sistemas relativamente grandes y en lugares con requerimientos especiales, debido a sus niveles altos de temperatura y a la problemática del almacenamiento térmico. En el intervalo de 250°C a 400°C, la tecnología de colectores cilindro-parabólicos PTC, es la que presenta mayor desempeño térmico, en comparación con el resto de las tecnologías de captación solar no híbridas. Por su parte, la tecnología con colectores Fresnel LFR, presentan la limitante de confiabilidad por su reciente introducción al mercado, por considerarse una tecnología en etapa de prueba.

Los sistemas de captación solar tienen un amplio mercado en diferentes sectores industriales con intervalos de baja, mediana y alta temperatura. Las aplicaciones más significativas en el sector industrial se encuentran en la industria química, plástica y alimenticia. La generación de vapor a baja temperatura es la aplicación donde los sistemas de calentamiento solar pueden tener mayor impacto, ya que es el más demandado en los procesos industriales. La generación de vapor para la aplicación en el sector industrial se puede realizar de manera directa e indirecta utilizando calentamiento auxiliar o con sistemas híbridos que permitan satisfacer las cargas térmicas de manera continua.

1.2.2 Sistemas híbridos

Astolfi et al. (2011) realizaron un análisis técnico y económico de una planta híbrida solar-geotérmica basada en un ciclo orgánico Rankine. El análisis lo llevaron a cabo por medio de simulaciones realizadas para cuatro diferentes escenarios seleccionados. El campo solar consiste en una serie de colectores cilindro-parabólicos, un sistema de tubería de aceite y bombas de aceite. Los cálculos se realizaron con Microsoft Excel utilizando las rutinas del código comercial REFPROP 8, obteniendo datos climáticos de Meteonorm[®]. También se realizó un análisis económico diferencial para determinar el costo de la electricidad adicional generada con la fuente solar. Los resultados obtenidos fueron eficiencias

promedio de 8.5-9.4%. Los autores concluyeron que la viabilidad de una planta híbrida solar-geotérmica dependerá de los factores económicos y que los resultados representan una buena oportunidad para producir electricidad con menor energía solar al estar hibridada.

Jamel et al. (2013) realizaron una revisión literaria de los estudios y trabajos previos para integrar la energía solar térmica con plantas convencionales y no convencionales. Para realizar el análisis de la viabilidad de los sistemas híbridos los autores utilizaron diferentes softwares tales como: TRNSYS, THERMOFLEX, IPSEpro y MATLAB SIMULINK. Los autores informaron que las plantas híbridas bien diseñadas pueden tener varias ventajas significativas sobre las plantas solares, estas incluyen la oportunidad de mayor eficiencia de conversión de energía y menor inversión de capital en nueva tecnología. Concluyeron que de todos los estudios y trabajos publicados la tecnología más utilizada con fines de integración para realizar sistemas híbridos es la de los colectores cilindros parabólicos. La causa principal del estudio de los sistemas híbridos ha sido el aumento de los precios de los combustibles, así como las ventajas técnicas y económicas de la hibridación. El software más utilizado para realizar análisis y simulaciones fue TRNSYS. Los autores demostraron los beneficios de este tipo de sistemas híbridos desde el punto de vista técnico, pero necesitan ser probados desde el punto de vista económico.

Niknia & Yaghoubi, (2013) realizaron un análisis basado en simulaciones en estado transitorio bajo diferentes condiciones de trabajo. El análisis se realizó en la planta Shiraz de energía solar térmica instalada en la ciudad de Shiraz, el día típico para realizar la simulación fue el 22 de junio del 2009. La planta de análisis cuenta con un diseño inicial de 250 kW y consta de dos ciclos: un ciclo de aceite y un ciclo de vapor Rankine. Cada componente de la planta se simuló considerando la condición inicial y la capacidad del componente. Los resultados fueron comparados con mediciones experimentales. Las simulaciones fueron realizadas con el software TRNSYS entorno al código TRNEdit ya que presenta el mejor enfoque para encontrar el máximo rendimiento de la central térmica de Shiraz (SSTPP). Las bombas se consideraron con una sola velocidad y caudales fijos. El campo solar está diseñado para aportar un 60% de la potencia requerida mientras que la restante será suministrada con una caldera auxiliar. Concluyeron que se deben realizar

diferentes estudios para diseñar y optimizar el rendimiento de una central térmica solar. La planta híbrida solar con una caldera auxiliar es muy viable por lo que se recomienda mayores estudios.

Peterseim et al. (2013) realizaron una investigación literaria sobre los tipos de tecnologías de energía solar concentrada y sus características, con el objetivo de encontrar la más adecuada, para realizar una hibridación con centrales que utilizan combustibles convencionales y no convencionales. Los autores consideraron únicamente las tecnologías capaces de generar vapor de forma directa e indirectamente, comparando la factibilidad, riesgo, impacto ambiental y costo de electricidad nivelado. Los autores realizaron la recopilación de datos, a través de la literatura revisada e información adicional brindada por las industrias, así como de un taller realizado en el cual 49 participantes fueron evaluados sobre el tema de sistemas híbridos con concentración solar. Concluyeron que las mejores tecnologías para realizar la hibridación son los sistemas Fresnel con aplicaciones menores a 450°C, pero debido a su poca investigación los colectores cilindro-parabólicos se han estado utilizando con aplicaciones de temperaturas menores a 380°C. Finalmente, los autores recomendaron que para realizar la selección de la mejor tecnología de concentración solar en un sistema híbrido, deben considerarse la irradiación solar directa, las condiciones climáticas y los resultados.

Peterseim et al. (2014) realizaron un estudio teórico sobre las diferentes opciones de hibridación de la energía solar concentrada (CSP), el estudio fue realizado en la ciudad de Australia. Las plantas híbridas de concentración solar se dividen en tres categorías, dependiendo del porcentaje solar aportado por cada uno de los sistemas. Las sinergias híbridas ligeras son la que tienen un compartimiento de infraestructura mínima de la planta y con un funcionamiento independiente de las diferentes fuentes de energía. Las sinergias híbridas medias tienen un compartimiento del equipo principal y una participación solar inferior al 10% de la capacidad instalada de la planta. Las sinergias híbridas fuertes presentan un compartimiento de los equipos principales conectados físicamente entre sí, permitiendo una participación solar del 30-90%. Los autores identificaron que las fuentes de energía como opciones de hibridación son principalmente el carbón, gas natural, biomasa y material de desecho, geotérmico y eólico. Los beneficios de los sistemas

híbridos son inversiones más pequeñas concluyendo que el costo de estos sistemas puede ser menor hasta un 50% que en las plantas de energía solar concentrada autónoma.

Quijera et al. (2014) realizaron un estudio experimental sobre la integración de un sistema solar térmico en una fábrica de pescado enlatado, ubicado en la ciudad de Vasco (latitud= 43°N, longitud= 03°O) El objetivo de este estudio es la integración de la energía termo-solar en combinación con los recursos energéticos convencionales en la industria. La tecnología empleada para el sistema solar-convencional fue, colectores de tubos evacuados, con una eficiencia óptica de 0.81, una inclinación de 43° y una orientación con dirección al Sur. El funcionamiento del sistema consta desde la inyección de agua al colector con una temperatura de 65°C, el colector eleva su temperatura hasta 127.8°C, luego pasa a través de un intercambiador de calor en el cual el fluido es calentado a 99°C y almacenado en un acumulador. Desde el acumulador el agua, a 95°C se envía al condensador de la bomba de calor, donde se vaporiza parcialmente a 100°C. De la bomba de calor se envía una mezcla de líquido y vapor a la caldera, donde se vaporiza por completo y se sobrecalienta a 200°C. Los autores concluyen que la radiación solar anual en la zona, era suficiente para proporcionar al proceso suficiente energía para alcanzar una fracción solar de 0.12 y una producción de carga de calor de 547 kWh en función del campo solar implementado con lo que se podría reducir notoriamente el consumo de combustibles fósiles.

Rovira et al. (2016) realizaron un estudio comparativo en términos del costo anual de producción y generación de ciclos combinados, integrados que trabajan con tecnologías de cilindros-parabólicos y reflectores Fresnel. Las tecnologías fueron caracterizadas y simuladas en las localidades de Almería y Las Vegas. La simulación fue realizada para un periodo de un año. Los autores concluyen que la hibridación puede proporcionar un uso eficiente de los recursos fósiles, solares que usar las plantas por separado. La línea de colectores Fresnel puede funcionar con éxito en un ciclo combinado solar integrado. Sin embargo, su producción anual de calor es menor que la que se puede obtener con el colector cilindro-parabólico, debido a su menor rendimiento y concentración solar a lo largo del año. Sin embargo, los colectores cilindro-parabólicos tienen un requerimiento de 200 €/m² mientras que para los colectores reflectores Fresnel de 80 a 160 €/m². Finalmente,

los autores recomendaron que para la elección de la tecnología, deba considerarse si lo que se requiere es ahorro económico o mayor producción.

Sántiz, (2018) diseño un sistema híbrido solar-biomasa de pequeña potencia (100 kWe) para la generación de energía eléctrica en poblaciones rurales. El sistema híbrido estaba conformado por un campo de colectores cilindro parabólicos para la generación directa de vapor y un sistema de producción de biogás a partir de nopal. El estudio lo realizó para el municipio de Juárez, en el estado de Chihuahua, debido al gran número de viviendas sin energía eléctrica y la elevada radiación solar directa aprovechable. Primero realizo el diseño del campo solar mediante el software RELAP considerando el día 25 de mayo como día típico, encontrando un área de captación de 2124 m² necesarios para satisfacer la demanda, obtenido con 204 captadores de 9.965 m de longitud. Posteriormente realizo el dimensionamiento del biodigestor considerando las características fisicoquímicas del nopal. Encontró que la cantidad de biogás requerida para la demanda 100 kWe es de 3108.6 m³/día de biogás. El sistema de biogás fue pensado como sistema de apoyo nocturno o cuando el campo solar no aporte la energía térmica requerida. Concluyo que el diseño realizado del sistema híbrido fue capaz de abastecer la demanda de energía eléctrica de forma continua para una población rural de 580 casas de bajo consumo.

Popov & Borissova, (2017) propusieron una configuración de la combinación de una planta nuclear y una planta de concentración solar, realizando un análisis termodinámico del beneficio potencial. El propósito principal fue examinar la viabilidad de la planta híbrida para la implementación práctica a corto plazo y analizar el desempeño de esta. La simulación se verifico mediante balances de masa y energía aplicados a cada componente de las plantas. La parte de modelado técnico económico se llevó acabo principalmente con TERMOFLEX versión 25.0 para evaluar el rendimiento. El estudio se llevó a cabo en Daggett Barstow, California. Los datos obtenidos reflejaron una eficiencia de conversión de calor solar a electricidad del 56.2% generando una reducción de costos de hasta 25%. Los autores recomiendan continuar con estudios centrados en las formas de mejorar la producción en las plantas híbridas.

Los sistemas híbridos en general se clasifican de acuerdo con su aporte como sistema solar en tres categorías: sistemas híbridos ligeros, medianos y fuertes. Los sistemas híbridos ligeros son los que más se han observado y consideran dos o más tipos de fuentes de energía primaria, como es el caso de solar-biomasa, solar-eólico, solar-geotérmico, solar-nuclear y solar concentrada-solar concentrada. En lo que respecta a la tecnología híbrida solar sin concentración-solar, no se han encontrado trabajos reportados donde se estudie su desempeño térmico ni la capacidad de producción anual por metro cuadrado. En la Figura 1.2 se muestra algunas plantas revisadas en la literatura ubicadas en el mundo.



Figura 1. 2. Mapa de ubicación de plantas híbridas del estado del arte.

1.2.3 Plataformas de simulación

Kalogirou (2004) el autor realizó una investigación teórica de los diferentes tipos de colectores solares térmicos y sus aplicaciones. Demostrando que la tecnología de colectores cilindro parabólicos es una de las más utilizadas para la generación de calor a temperaturas de hasta 400°C para su uso en la generación de electricidad o calor de procesos. Los resultados obtenidos demostraron su aplicabilidad de estos sistemas. El autor también recomendó el uso del software TRNSYS para realizar simulaciones en estado transitorio de estos sistemas, ya que se ha demostrado que proporciona resultados inferiores a un 10% de error. Se concluyó que los sistemas de energía solar se pueden utilizar en una amplia gama de aplicaciones y proporcionan beneficios significativos.

Chen et al. (2012) desarrollaron pruebas experimentales y de simulación con dos colectores solares de placa plana, uno con tecnología ETFE y uno sin ETFE, con el objetivo de identificar el más eficiente. Los autores primero realizaron pruebas de simulaciones con

el software SOLEFT, posteriormente las comprobaron de forma experimental en el laboratorio de pruebas de la universidad técnica de Dinamarca haciendo pasar diferentes proporciones de flujo en cada uno de los colectores. Los resultados que obtuvieron fueron una diferencia de temperatura de 10% entre cada uno y de 2 a 3% en la eficiencia, demostrando que el de tecnología ETFE es una buena opción para aplicarlo en las tecnologías de colectores solares de placa plana tal como lo indicaron los autores.

Li & Yang, (2014) realizaron un análisis termodinámico de un sistema integrado de ciclo combinado solar. Se apoyaron por medio de simulaciones realizadas con el código ASPEN PLUS, además de aplicar balances energéticos y balances de masa para verificación de los resultados. El lugar seleccionado para este estudio fue Yulin, en la provincia de Shaanxi, China. Los parámetros considerados fueron una eficiencia óptica del colector de 0.75, una turbina de vapor a 80 bares y temperatura de 560°C para los dos días seleccionados (6 de junio y 26 de diciembre). Los resultados mostraron una participación solar térmica anual de 6.71%. Considerando los datos obtenidos, los autores concluyeron que para producir vapor saturado de alta y baja presión en el colector cilindro-parabólico, es una manera eficiente de mejorar el rendimiento del proceso y del sistema. Si el campo solar está integrado con una central de ciclo combinado existente los costos son menores. Finalmente, la eficiencia neta podría llegar hasta un 30%.

Aguilar, (2013) realizó un estudio teórico del comportamiento termo-hidráulico del flujo de agua-vapor para el interior de dos tubos absorbedores conectados en paralelo que constituyen los focos lineales de dos filas en paralelo de colectores cilindro parabólico. Considero la redirección de la radiación solar directa hacia los tubos absorbedores, así como el calentamiento simétrico y asimétrico de ambas tuberías con flujo de calor uniforme (FCU) y calentamiento con concentración (FCC). La longitud considerada para el estudio fue de 450 m con un diámetro de 5 cm. El análisis lo realizó con ayuda de simulador comercial RELAP considerando una presión de salida constante de 3 MPa. El autor concluyó que RELAP es una herramienta confiable para analizar el comportamiento termo-hidráulico de generación directa de vapor en tuberías simples, también que la concentración de calor afecta principalmente la ubicación de las regiones de transición de patrones de

flujo y los coeficientes de transferencia de calor convectivos en las zonas con y sin concentración.

Malagueta et al. (2014) analizaron el potencial de la integración de la energía solar concentrada en el sistema eléctrico brasileño. El análisis lo llevaron a cabo mediante simulaciones apoyándose con el software SAM (System Advisor Model). Simularon cuatro sistemas de plantas de concentración con canales parabólicos, con una potencia de 100 MWe. Primero identificaron y compararon las tecnologías de concentración. Resaltando que la tecnología cilindro-parabólico es la más desarrollada y con una mayor eficiencia comparada a la tecnología Fresnel. Las configuraciones analizadas fueron: plantas simple de CSP sin almacenamiento térmico, planta de CSP con hibridación, planta de CSP con almacenamiento térmico y planta avanzada de concentración Solar. Concluyeron que en las plantas híbridas el costo nivelado se encuentra entre el 30-50% debido al aumento de la producción anual con uso de menos colectores. El uso de una planta híbrida solar con almacenamiento térmico permite suplir las horas con mayor demanda, así como los periodos de intermitencia del sol, y que tienen la ventaja de disminuir la dependencia de los combustibles fósiles, así como reducir las emisiones de los gases de efecto invernadero.

Sun et al. (2015) realizaron un estudio acerca de las características, rendimiento y estrategias de operación de un ciclo de la generación directa de vapor en modo de recirculación. El estudio se realizó utilizando la tecnología cilindro-parabólico, debido a las ventajas presentadas en comparación con la tecnología HTF. El modelo termo-hidráulico para el análisis numérico se implementó en el software MATLAB apoyándose de ASPEN FLUENT. Primero realizaron la validación en comparación con el proyecto INDITEP. La eficiencia del proyecto INDETEP fue de 65.2%, mientras que la eficiencia obtenida con el modelo implementado fue de 65.7%. El margen de error encontrado fue de 0.05%, dato aceptable para la validación del modelo implementado. Concluyeron que la estrategia utilizada funciona como una buena combinación de alto rendimiento. La eficiencia neta de la energía solar para mantener la demanda de electricidad se mantiene durante la mayor parte del tiempo. La parte convectiva de la pérdida de calor es dominante en comparación con la parte radiactiva. Además los retos de la generación de vapor de forma directa son:

requerimiento de un control de flujo de agua para evitar estratificación y sistemas de control requeridos más complejos y caros.

Drosou et al. (2016) realizaron una investigación experimental con el objetivo de validar un nuevo Type de simulación para colectores solares cilindros parabólicos, implementados en el software TRNSYS. Primero seleccionaron tres diferentes tipos de colectores y evaluaron durante cinco días en la plataforma de simulación de Almería, España. Posteriormente, los resultados obtenidos, fueron comparados con simulaciones realizadas a través del software TRNSYS para los mismos días seleccionados. Observaron que los resultados obtenidos presentaron una desviación de 3.6% en condiciones de operación especificadas por la norma ISO 9806. Los autores concluyeron que el software TRNSYS, es una herramienta recomendable para realizar cálculos de producción de energía en estado estacionario.

Biencinto et al. (2016) desarrollaron y operaron una plataforma de simulación apoyándose con el software TRNSYS, siendo su objetivo la validación de un nuevo modelo de simulación para la generación de vapor de forma directa con la tecnología colectores solares cilindro parabólico. Primero recabaron datos experimentales reales a partir del bucle de prueba del proyecto DISS ubicado en la plataforma solar en Almería, España, posteriormente seleccionaron tres días significativos y los simularon a presiones de tres, seis y diez *Mpa* en lapsos de 5 minutos. Obteniendo como resultados una diferencia de temperatura entre lo experimental y lo simulado de 65°C en una presión de 3 *Mpa*, de 30°C en una presión de 6 *Mpa* y 7.8°C a 10 *Mpa*. Los autores recomendaron que para la obtención de resultados más exactos se debe trabajar con presiones mayores a 6 *Mpa*. Este trabajo contribuyó con una nueva herramienta para la integración en una planta solar térmica.

Giovannetti et al. (2016) presentaron un informe de la situación en la que se encuentran los colectores solares, la información incorporada son los niveles de temperatura a la que estos funcionan, las condiciones de operación dependiendo de los procesos y una lista de herramientas de simulación incorporando información descriptiva de cada una de estas herramientas que se mencionan a continuación; TRNSYS, software originario de la

Universidad de Wisconsin, T*SOL, desarrollado por la empresa alemana Valentín software GmbH, POLYSUM, desarrollado originalmente en el Instituto de Tecnología Solar SPF en Suiza, COLSIM, es un software interno de Fraunhofer ISE, INSEL, desarrollado originalmente en Alemania y GREENIUS, desarrollado por el centro Aeroespacial Alemán DLR.

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 apoyándose con el software 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 demostrando que el software TRNSYS presenta 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. Por lo que finalmente TRNSYS es el más recomendado por los autores si se requiere un estudio en estado transitorio.

Ghazzani et al. (2017) realizaron una simulación dinámica con el software TRNSYS de una planta de colectores cilindro-parabólicos. El propósito de la investigación fue analizar la generación de aire caliente para una fábrica industrial. El caso de estudio fue para una industria del sector alimenticio con un requerimiento de aire caliente a una temperatura de 150°C, con un tiempo de operación diario de 13 horas durante todo el año. Primero realizaron análisis termodinámicos y observaron los modelos matemáticos en los componentes del sistema propuesto. Las simulaciones las realizaron utilizando un paso de tiempo de 1 h. Los resultados obtenidos fueron una eficiencia de los colectores cilindro-parabólicos de un máximo de 0.56, una fracción solar de 56%. Los valores fueron verificados con balances de energía. Concluyeron que se necesita un calentador auxiliar para mantener la temperatura requerida y que la integración de estas plantas en la industria puede disminuir la dependencia de marruecos de los recursos energéticos importados, ya que estas plantas por su buena eficiencia son adecuadas para ser utilizadas en dicho sector.

Soares & Oliveira, (2017) realizaron una simulación numérica de una mini central híbrida concentrada de energía solar-biomasa. El campo solar analizado está constituido por colectores cilindro-parabólico con una caldera de biogás como energía de reserva. El campo solar será instalado en Túnez, en el marco del proyecto REELCOOP. Las simulaciones las realizaron apoyándose del software EBSILON[®] Professional y EES. Con los datos obtenidos concluyeron que el rendimiento anual del sistema mejora significativamente con la hibridación, aumentando de 3.4% a 9.6%. Recomendaron abordar más estrategias de operación y diferentes regiones climáticas.

En los estudios de la concentración solar aplicable en el sector industrial se han utilizado diferentes plataformas de simulación, donde TRNSYS ha mostrado mayor concordancia con los resultados experimental. En la parte de simulación de procesos de calentamiento solar, TRNSYS funciona con balances de energía en estado transitorio y permite acoplar los diferentes componentes.

1.2.4 Estudios realizados

He et al. (2012) presentaron el procedimiento de un modelo para un sistema de generación de energía térmica solar cilindro-parabólica, a través del paquete de simulación TRNSYS, en el cual se adopta un modelo unidimensional para simular el campo. El sistema está compuesto por el campo de colectores, el sistema de almacenamiento, el sistema de intercambiador de calor, el sistema auxiliar, etc. Con el objetivo de mantener la operación continua y estable de todo el sistema de energía, el sistema de energía auxiliar debe ser operado cuando la radiación solar es inadecuada y la energía térmica en el sistema de almacenamiento se esté agotando. El estudio mostró que la pérdida de calor del colector solar aumenta bruscamente con el aumento de la presión. Además encontraron como conclusión que el volumen óptimo del sistema de almacenamiento térmico, depende de la intensidad de la radiación solar.

Desai et al. (2014) diseñaron una planta de energía solar térmica. La planta presentó una capacidad de 1 *MWe* con una irradiación normal directa de 600 W/m^2 . La planta fue instalada en Gurgaon, cerca de Nueva Delhi en la India. La característica única de la planta es la integración de dos campos solares de diferentes tecnologías de concentración,

colectores cilindro-parabólicos y colectores con lentes Fresnel. Esta planta funcionó sin un respaldo de combustible fósil. Esta planta se utilizó para producir vapor a 350°C a 42 bares. La simulación de la planta se realizó para ver las variaciones diarias de la ganancia de calor del colector y la potencia de salida de la planta. Los resultados de la simulación se validaron con datos reales de la planta después de que fue puesta en marcha. Los resultados demostraron que el campo de colectores cilindro-parabólicos suministra el 60% mientras que el campo de lentes Fresnel suministra el 40%, demostrando la viabilidad de la implementación de plantas con tecnología solar-solar.

Abdelhady et al. (2014) realizaron el estudio y diseño de una planta de cogeneración térmica solar en Kharga Oasis, en Egipto. Debido al aumento de la demanda de energía a causa del crecimiento poblacional, fue necesario evaluar y cuantificar la producción de energía anual y mensual para ver la viabilidad de las plantas de cogeneración solar térmica. El área total de colectores cilindro-parabólicos (PTC) es de 200,000 m^2 , compuesta de dos circuitos. El fluido considerado fue Therminol vp-1, capaz de soportar hasta 400°C. La evaluación fue realizada con ayuda de TRNSYS, con periodo de un año con un paso de tiempo de una hora. Como resultado la planta de energía solar cilindro-parabólico puede producir 6 MW de energía eléctrica y 21.5 MW de potencia térmica con una eficiencia global de aproximadamente 85%. El análisis demostró que la planta ayuda a suministrar la energía demandada y puede funcionar durante todo el día sin recurrir a combustibles fósiles.

Bhutka et al. (2016) realizaron una simulación de una planta de energía solar térmica ubicada en Gurgaon. La simulación se realizó en un campo de colectores solares cilindro-parabólicos. El objetivo principal fue estimar el potencial de las plantas de concentración solar en la India. El modelo fue validado con 18 plantas de energía solar, los resultados presentaron una desviación promedio de 6.8%, a lo que los autores indicaron se debió a que los datos meteorológicos fueron generados de Meteonorm, ya que los datos meteorológicos reales pueden ser diferentes a los considerados en la simulación. El modelo de la planta se simuló en un lapso de tiempo de un año con un intervalo de tiempo de 0.125 horas. Finalmente, concluyeron que la planta de energía solar térmica anual de 1 MWh de capacidad varía de 900 a 2700 MWh.

En generación de electricidad con calentamiento solar usualmente se utilizan las etapas de precalentamiento, generación de vapor y sobre calentamiento (Abdelhady et al., 2014) (He et al., 2012) (Bhutka et al., 2016) (Desai et al., 2014). Para la generación de vapor a baja temperatura se han utilizado únicamente la etapa de precalentamiento y la de generación de vapor (Silva et al., 2014). En la etapa de precalentamiento, que corresponde a lo que también se denomina como economizador, usualmente se entrega el agua tratada de 90-105°C, y presión de 1-45 bar. En la etapa de evaporación se observa que usualmente se evapora desde 100-390°C a 1-60 bar. En el caso de calor para procesos industriales, en las dos etapas, las temperaturas y presiones son generalmente cercanas los límites inferiores que se indican arriba.

1.2.5 Recurso solar e industrial en México

Villicaña et al. (2015) realizaron un análisis del recurso solar disponible en la zona costera del Golfo de México incluyendo los estados de Tamaulipas, Veracruz, Tabasco y Campeche, con el fin de determinar el potencial disponible para su uso como fuente de energía evaluando la radiación solar incidente. El estudio se basó en un modelo de radiación solar desarrollado por Bird y Hulstrom, en el cual la disponibilidad solar está determinada por los factores climáticos y meteorológicos. Las áreas donde los sistemas de energía solar concentrada pueden ser desarrollados con éxito son aquellos con más de 5.4 kWh/m^2 -día. La energía solar es un recurso abundante en el Golfo de México, obteniendo una radiación solar directa de 3.94 kWh/m^2 -día y 2.84 kWh/m^2 -día de radiación solar difusa, un total del 6.74 kWh/m^2 -día. Los resultados indicaron que las tecnologías de concentración solar no serían rentables en estos lugares debidos al porcentaje de cobertura de las nubes y la poca radiación solar directa, pero demostraron que los sistemas fotovoltaicos si serian factibles en la zona analizada.

Pérez et al. (2017) realizaron un análisis sobre las fuentes de energías renovables en México con los objetivos de conocer el estado actual de la generación eléctrica a través de energía solar, eólica, geotérmica, hidroeléctrica y biomasa, así como determinar el potencial energético renovable y sus esquemas de generación. Analizaron las diferentes fuentes de energía, centrándose en este estudio la energía solar. La distribución geografía

de la radiación solar se clasifica en cuatro categorías o cinturones de sol de acuerdo a su intensidad en todo el mundo. El cinturón más favorable se encuentra entre las latitudes 15-35°N y entre 15-35°S, México está completamente dentro de la latitud 15°N y 35°N con niveles de radiación solar de aproximadamente $5.354 \text{ kWh/m}^2\text{-día}$.

Los autores identificaron que en el estado de Baja California Sur se concentra el 61% de la capacidad instalada solar con un potencial de generación equivalente al 52% de la producción total en México. Identificaron seis estados mexicanos productores de energía solar y los niveles de insolación, estos estados son; Aguascalientes, Baja California, Baja California Sur, Durango, Guanajuato y Sonora. México tiene un potencial probado del que los estados de Sonora y Chihuahua representan el 45% de la generación. Los autores concluyeron que de acuerdo a las observaciones derivadas del estudio, México cuenta con un alto potencial y oportunidad en las fuentes de energías renovables resaltando la energía solar.

Romero et al. (2012) realizaron un estudio del potencial del recurso solar con el que cuenta la república Mexicana. Primero evaluaron los niveles de radiación disponible para la república Mexicana resaltando dos estados con mayor potencial, Chihuahua-Chihuahua con una radiación máxima de $8.2 \text{ kWh/m}^2\text{-día}$ y Hermosillo-Sonora con una radiación máxima de $8.6 \text{ kWh/m}^2\text{-día}$. Los datos obtenidos los obtuvieron en colaboración con la CONUEE. Finalmente mencionaron las barreras que presenta la energía solar y concluyeron que México cuenta con recurso solar suficiente para realizar proyectos dedicados a su aprovechamiento.

1.2.6 Conclusiones de la revisión bibliográfica

En la Tabla 1.1 se condensan las conclusiones a las que se llegaron al analizar las tecnologías de concentración solar.

Tabla 1. 1. Conclusiones de las tecnologías de concentración solar

| Tecnología | Ventajas | Desventajas |
|---------------------|--|--|
| Cilindro-parabólico | -Capacidad de almacenamiento -Posibilidad de hibridación -Eficiencia neta comprobada de un 14% | -El uso de aceite térmico restringe su temperatura de operación -para la GDV el uso de altas temperaturas llega a producir fractura y daños en la tubería |
| Receptor central | -Posibilidad de hibridación -Almacenamiento a altas temperaturas | -Funcional solo para operaciones de mayor escala a nivel comercial |
| Disco parabólico | -Fácil manufactura -Eficiencia neta de un 30% | -No permite almacenamiento térmico |
| Fresnel | -Posibilidad de hibridación -Permite la reducción de costos de instalación | -Introducción reciente al mercado -Se encuentra en etapa de prueba |

En la revisión bibliográfica se observó que los sistemas híbridos en general consideran dos o más tipos de fuentes de energía primaria, como es el caso de solar biomasa, solar eólica, solar geotérmica, etc. Sin embargo, en la actualidad no se han reportado trabajos dedicados a la generación de vapor con sistemas híbridos solar-solar compuestos por concentradores-no concentradores para procesos industriales. La tecnología de colectores cilindro-parabólicos PTC, es la que presenta mayor desempeño térmico respecto al aprovechamiento de la radiación solar incidente, de un 60 a 70%, en comparación con el resto de las tecnologías de captación solar no híbridas. Los sistemas de captación solar tienen un amplio mercado en diferentes sectores industriales con intervalos de baja, mediana y alta temperatura. Las aplicaciones más significativas en el sector industrial se encuentran en la industria química, plástica y alimenticia. En los estudios de la concentración solar aplicable en el sector industrial se han utilizado diferentes plataformas de simulación, donde el software TRNSYS es uno de los más utilizados al ser de gran utilidad para el diseño y

dimensionamiento de un sistema de captación solar, además de ser útil para realizar su validación por medio de simulaciones y balances de energía. Las zonas con mayores recursos solares y mayor potencial industrial en México son Chihuahua-Chihuahua y Hermosillo-Sonora.

1.3 Objetivos y alcances

Con base en la revisión bibliográfica realizada, se planteó el objetivo general del proyecto, así como los objetivos específicos y alcance de este trabajo de tesis, los cuales se mencionan a continuación.

Objetivo general

Realizar la integración de un sistema de captación solar híbrido solar-solar para cubrir una demanda continua de vapor con colectores cilindro-parabólicos, asistido con un sistema de precalentamiento con colectores de placa plana y almacenamiento térmico, donde en la integración se considere simulación en estado transitorio utilizando el software TRNSYS y análisis variacional.

Objetivos específicos

- Identificar el estado del arte de sistemas híbridos para producción de vapor solar.
- Realizar una plataforma de simulación verificada para el estudio térmico de un sistema híbrido solar-solar, con colectores cilindro-parabólicos y colectores de placa plana, en estado transitorio para realizar el análisis variacional.
- Realizar el análisis variacional para la optimización de un sistema, utilizando la herramienta de simulación, considerando las características de los dos tipos de tecnología de captación solar.
- Desarrollar un mapa del desempeño térmico del sistema propuesto que permita identificar la fracción solar y el calor solar disponible de acuerdo a las razones de áreas de tipos de tecnologías utilizadas.

Alcances

- Establecer una ciudad donde exista potencial para el establecimiento de un sistema híbrido solar-solar para generación de vapor.

- Proponer un sistema híbrido para generación de vapor con tecnología de cilindro parabólico, acoplado a un sistema de precalentamiento con tecnología de captación de placa plana.
- Construir una plataforma de simulación basada TRNSYS V.17, verificada con balances de energía en cada componente y con resultados de trabajos previos.
- Construir un mapa de diseño que facilite la optimización de la fracción solar, la energía útil anual considerando las áreas de captación solar de cada tipo de tecnología considerada en una ciudad con clima seco.

1.4 Contenido 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

Modelos físicos del sistema y modelos matemáticos de sus componentes

En este Capítulo de la tesis, se analizan y presentan los fundamentos teóricos más relevantes, las condiciones climáticas para la selección de una ciudad de estudio y los requerimientos térmicos en el sector industrial. Así también, se presenta un sistema de referencia de captación solar que cumpla con la demanda establecida así también se muestran los modelos matemáticos de los elementos del sistema, así como la integración de estos mismos.

2.1 Fundamentos teóricos

A continuación, se presentan los fundamentos teóricos de esta tesis, en relación con los elementos que componen un sistema de captación solar.

Calor de procesos

El termino calor de procesos con usos en sistemas de aprovechamiento solar aplicados al sector industrial se interpreta como una metodología que a través de un instrumento de aprovechamiento solar (captador) hace pasar un fluido que utilizara la energía ganada por el colector con la finalidad de incrementar su temperatura, la cual al conducirse por una red de tuberías llega al proceso de forma directa o indirecta y aporte dicha cantidad de calor al proceso general.

Existen tres formas diferentes de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. La **conducción** es la transferencia de energía entre partículas de un mismo medio. Esta se lleva a cabo de un punto de mayor temperatura a uno de menor dando como resultado un flujo de energía la cual será proporcional al factor llamado conductividad térmica.

La **conductividad térmica** con unidades $W/m-K$ describe el transporte de energía en forma de calor a través de un cuerpo con masa como resultado de un gradiente de temperatura. De acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, el calor siempre fluye en la dirección de la temperatura más baja.

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 . Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro. Independientemente de que la convección sea natural o forzada, la cantidad de calor transmitido Q_c , se puede escribir de la siguiente forma:

$$Q_c = h A (T_s - T_f) \quad (2.1)$$

dónde: h es el coeficiente de transferencia de calor en la interface liquido-sólido y A es el área superficial en contacto con el fluido.

La transferencia de calor por **radiación**, es la única que no necesita algún medio para poder ser transmitida ya que se transmite a través de ondas electromagnéticas. Siendo esta la forma en que la energía del sol llega hasta la tierra.

La radiación emitida por el sol y su relación espacial con la tierra da como resultado una intensidad casi fija de radiación solar fuera de la atmósfera terrestre. Por lo que la **constante solar** G_{SC} es la energía del sol recibida por unidad de tiempo en un área de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación considerando su valor de 1367 W/m^2 .

Para poder comprender se definen los siguientes conceptos que se abordarán durante la tesis.

Radiación directa: radiación recibida del sol sin haber sido dispersada por la atmósfera.

Radiación difusa: radiación recibida del sol después de que su dirección ha sido cambiada por la dispersión de la atmósfera.

Radiación Global: es el resultado de la suma de la radiación directa y la radiación difusa.

Φ **Latitud:** es la ubicación angular al norte o al sur del ecuador, positiva al norte, $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$.

δ **Declinación:** es la posición angular del sol al medio día solar con respecto al plano del ecuador, positivo norte, $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$.

θ **Ángulo de incidencia:** es el ángulo entre la radiación directa en una superficie y la normal a esa superficie.

θ_z **Ángulo Zenith:** es el ángulo entre la vertical y la línea al sol, es decir, el ángulo de incidencia de la radiación directa en una superficie horizontal (Duffie & Beckman, 2013).

Factor de remoción: es la relación entre el calor útil del colector y el calor útil que poseería si la superficie completa estuviese a la temperatura del fluido de entrada (Galiana, 2009)

Sistema de captación solar

Un sistema de captación solar está formado por captadores solares conectados entre sí. En el que su misión es captar la energía solar para transformarla en energía térmica, aumentando la temperatura del fluido que circula por la instalación (Madridsolar, 2006).

Colectores solares

Los colectores solares de energía son un tipo especial de intercambiadores de calor que transforma la energía de la radiación en energía térmica que es transportada mediante un fluido de trabajo.

La clasificación de los colectores solares también puede realizarse en dos categorías: sistema de concentración y los que carecen de este (Cruz, 2013).

Los colectores solares sin concentración son en principio más barato ya que no tienen partes móviles o dispositivos de seguimiento solar, además de que su fabricación e instalación es más sencilla ya que no tienen grandes estructuras. Sin embargo los colectores solares con concentración son de mayor tamaño y en principio más caros, debido al proceso de elaboración e instalación que conlleva, al requerir de estructuras como soportes para su funcionamiento (Malato et al., 2002).

Estructuralmente los concentradores solares comprenden tres elementos para su funcionamiento, que a continuación se mencionan:

Receptor o absorbedor: elemento del sistema que concentra la radiación que luego será transformada en otro tipo de energía útil.

Concentrador: es la superficie que refleja o envía al receptor los rayos liberados por el sol que llega a la superficie.

Sistema de seguimiento solar: es el dispositivo de control basado en un sistema de ecuaciones o sensores, que permiten detectar la posición del sol durante cada instante de tiempo.

Colector solar de placa plana.

Los colectores solares de placa plana son dispositivos diseñados para aplicaciones que requieren la entrega de energía en temperaturas moderadas. Mecánicamente son más simples que los colectores de concentración. En este tipo de colector, la radiación solar incide en una placa plana por lo general con un material de alta conductividad térmica(Hussain, 2006).

La placa almacena temporalmente energía térmica y la transfiere a un fluido que circula en una tubería la cual está unida a la placa. La energía almacenada en la placa es transferida al fluido (Kalogirou & Papamarcou, 2000).

En la Figura 2.1 se muestran los componentes de un colector solar de placa plana.

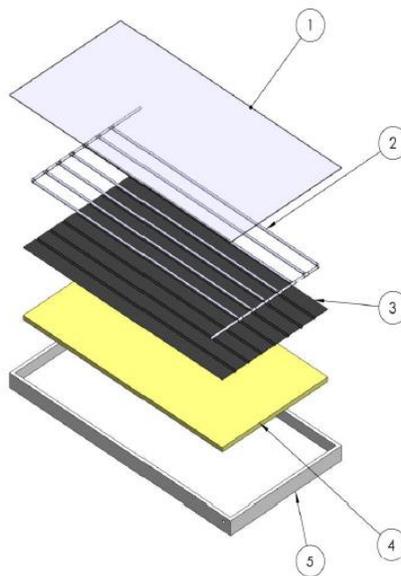


Figura 2. 1 Componentes principales de un colector solar de placa plana (Calvo et al.,2013)

1-Lamina transparente: permite la entrada de la radiación solar, pero no permite su salida disminuyendo las pérdidas de calor hacia el medio ambiente.

2- Tuberías: es el medio de transporte del fluido térmico.

3- Placa absorbidora: se encarga de transformar la radiación solar en un flujo de calor hacia las tuberías.

4- Aislante térmico: reducir la transferencia de calor con el medio por conducción en la parte inferior del colector.

5- Caja: da soporte a todos los componentes internos del colector y los aísla del medio ambiente.

Concentrador solar cilindro parabólico

Es un dispositivo compuesto básicamente por un espejo en forma de cilindro parabólico, el cual refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor de la radiación, colocado a lo largo de la línea del foco de la parábola, en donde se encuentra un tubo que

lleva el fluido de trabajo del sistema(García, 2014), en la Figura 2.2 se puede observar un colector cilindro parabólico.

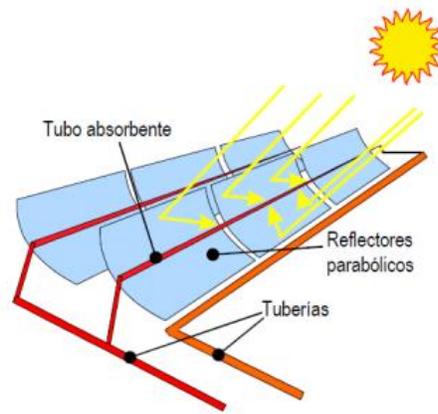


Figura 2. 2. Elementos de un colector cilindro parabólico (García, 2014)

Concentrador solar de disco parabólico

Es un dispositivo en forma de disco, el cual por su forma geométrica puede concentrar la energía solar en un punto donde se encuentra el receptor. Por lo general se usa para temperaturas entre 130 y 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 reflector tipo Fresnel consiste en arreglos de filas de espejos los cuales concentran la radiación solar sobre un receptor ubicado sobre una torre lineal. La ventaja es que usa reflectores más económicos que los que utiliza un colector cilindro parabólico, además al igual que con los sistemas cilíndricos parabólicos, un fluido se utiliza para capturar la energía térmica que llega al receptor del sistema.

Receptor solar o torre central

Este sistema comprende un grupo de heliostatos (reflectores planos) alineados de manera circular. Una torre se encuentra en el centro de la circunferencia, que captura la radiación

reflejada por heliostatos. La energía térmica capturada se almacena utilizando un fluido capaz de resistir temperaturas muy altas.

Intercambiador de calor

Un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido a otro fluido. Las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores son: calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura, reducir la temperatura de un fluido con menor temperatura, llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura, etc.

Se presentan tres tipos de intercambiadores de calor en función de la dirección relativa que existe entre los dos flujos: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

Existe un flujo paralelo cuando el flujo interno, o de los tubos, y el flujo externo, o de la carcasa, fluyen en la misma dirección. Se presenta contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto, este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente. En el flujo cruzado uno de los fluidos fluye perpendicularmente al otro fluido, uno de los fluidos pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°.

Tanque de almacenamiento térmico

Los tanques térmicos de almacenamiento del agua caliente en instalaciones de calentamiento solar son dimensionados para garantizar la demanda diaria de agua caliente del consumidor final a la temperatura requerida por la aplicación cuando hay una falta de coincidencia entre el suministro de energía y demanda energética.

Hay diferentes tipos de tanques de almacenamiento térmico, entre los cuales se encuentran los presurizados y no presurizados. Los tanques presurizados almacenan fluidos a temperaturas mayores a los 90°C, mientras que los tanques no presurizados su temperatura máxima de almacenamiento es menor a los 90°C.

Calentador auxiliar eléctrico

Los calentadores eléctricos auxiliares son dispositivos que elevan la temperatura de un fluido, utilizando un control interno, externo o ambos, el cual aumenta o disminuye la cantidad de potencia (Watts) necesarios para llevar el fluido a una temperatura establecida. El dispositivo ayuda a completar el aporte de calor en los periodos de escasa radiación solar.

Fracción solar

La fracción solar (F_s) es la cantidad de energía solar obtenida a través de la tecnología solar utilizada, dividida por el total de la energía requerida. La fracción solar oscila entre 0 y 1, dependiendo de factores como el clima, el tipo y dimensión de los colectores, etc.

2.2 Selección de la localidad

En esta sección se presentan los requerimientos térmicos y las condiciones climáticas consideradas en el estudio.

2.2.1 Condiciones climáticas

En el estudio se considera la Ciudad de Hermosillo, Sonora. La localidad se seleccionó considerando las condiciones climáticas y el recurso solar disponible, de acuerdo a datos del INEGI y de Meteonorm 7.2, con la ayuda de TRNSYS. Previo a la selección de la ciudad de estudio, se evaluaron las zonas con clima seco, así como los niveles de recurso solar y desarrollo industrial de estas zonas. En la Tabla 2.1 se presentan los valores promedio anuales de las temperaturas, humedad relativa, velocidad del viento y las temperaturas máximas, mínimas.

Tabla 2. 1. Condiciones climáticas promedio anual de la zona de estudio.

| Ciudad | T_{min} (°C) | T_{max} (°C) | T_{prom ambiente} (°C) | Humedad relativa [%] | Velocidad del viento [m/s] |
|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|
| Hermosillo | 2.7 | 42.6 | 24.1 | 42.2 | 1.8 |

En la Figura 2.3 se muestra la radiación difusa, directa y global, disponible en la ciudad de estudio, de acuerdo a Meteonorm7.2.

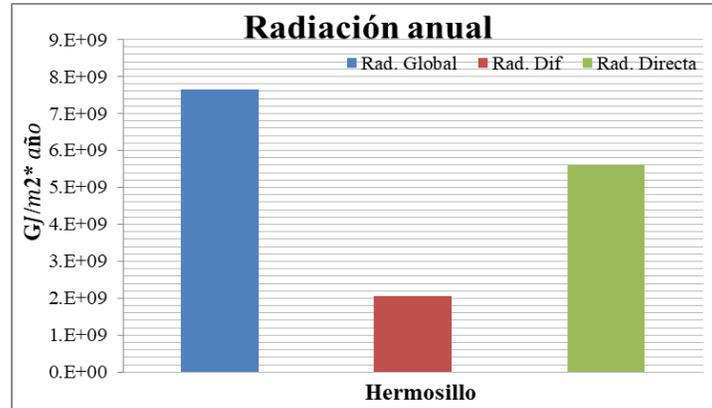


Figura 2. 3. Radiación anual de Hermosillo.

De la Figura 2.3 se puede observar que Hermosillo presenta una radiación solar directa de $5.60 \text{ GJ/m}^2\text{-año}$ ($1555.6 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$) y una radiación difusa de $2.05 \text{ GJ/m}^2\text{-año}$ ($569.4 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$).

2.2.2 Requerimientos térmicos

En la Figura 2.4 se muestra el sistema de generación de vapor híbrido que se propone para el estudio. Los parámetros del requerimiento térmico del sistema híbrido propuesto que se utilizaran, fueron obtenidos de un caso de referencia al no contar con los requerimientos térmicos por las industrias debido a sus políticas de información compartida.

El sistema de generación de vapor híbrido (Solar-Solar) propuesto suministra vapor saturado a 250°C con un perfil de extracciones de las 05:30-22:00 horas de cada día, a lo largo del año. El perfil diario de carga de agua al proceso se establece de acuerdo al régimen horario estipulado en la Figura 2.3, mientras que la demanda diaria de calor es de 1300 kWh (Helmke et al., 2016).



Figura 2. 4. Perfil de demanda de vapor horario

2.3 Configuración del sistema híbrido

La configuración del sistema híbrido se presenta en la Sección 2.3.1, posteriormente el subsistema de precalentamiento se presenta en la Sección 2.3.2 y el subsistema de generación de vapor en la Sección 2.3.3.

2.3.1 Sistema híbrido

En la Figura 2.4 se muestra la configuración del sistema híbrido propuesto, el cual está compuesto por un sistema de precalentamiento y otro para la evaporación, estos coadyuvan conectados para satisfacer la demanda de vapor saturado a 250°C y 36 bares a largo del periodo requerido.

El subsistema de precalentamiento permite la reposición de agua para el evaporador, calienta el agua desde una temperatura de 30°C hasta los 103°C. En general el evaporador toma el agua precalentada y la evapora hasta los 36 bares, también en algunas ocasiones, cuando el sistema de precalentamiento es insuficiente, se espera que precaliente el agua antes de ser evaporada, así mismo si fuera necesario el calentador auxiliar aportara la energía necesaria para aumentar la temperatura y cumplir con la demanda requerida.

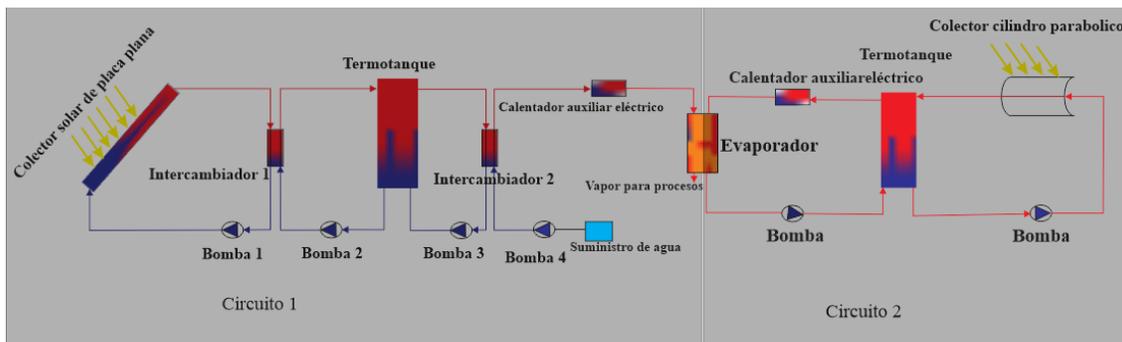


Figura 2. 5. Sistema híbrido de generación de vapor propuesto

El sistema híbrido se contempla que aproveche las ventajas de la tecnología de concentración y no concentración, y disminuir el área de captación con concentración sustituyéndola por tecnología de no-concentración que en general presenta menores costos. En las siguientes Secciones se detallan los subsistemas que integran el sistema al híbrido.

2.3.2 Sub sistema de precalentamiento

En la Figura 2.6 se muestra la configuración del sub sistema de precalentamiento solar que se propone realizar para el acoplamiento con el sistema de generación de vapor para el sistema híbrido.

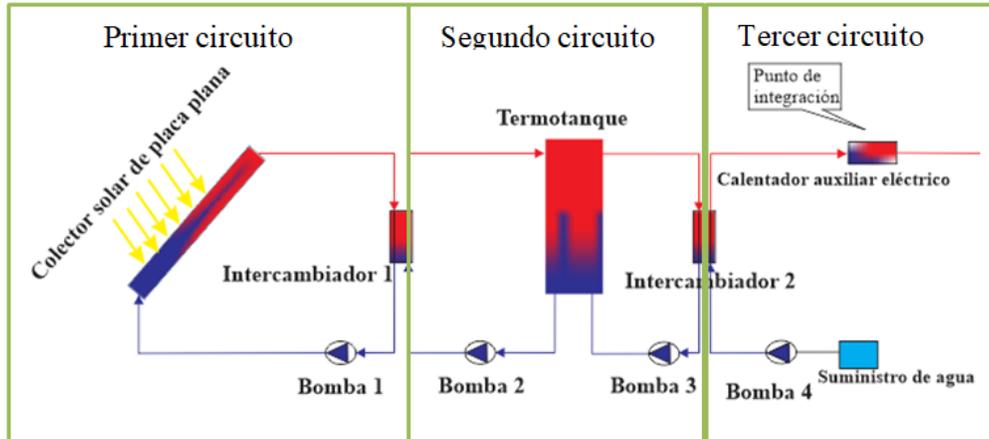


Figura 2. 6. Esquema representativo del sub sistema de precalentamiento

El sistema está compuesto por un colector, dos intercambiadores de calor, 4 bombas hidráulicas y un tanque de almacenamiento con dos entradas y dos salidas, conectados entre sí para satisfacer la demanda de agua precalentada que se requiera.

El primer circuito se compone de un sistema de colección solar que captura la radiación que incide sobre la superficie absorbadora, transformándola en energía térmica para ser transportada por un fluido a un elemento de intercambio de calor mediante el cual se transfiere a un fluido de menor temperatura y una bomba hidráulica encargada de recircular el fluido de trabajo nuevamente al sistema de colección solar.

En el segundo circuito, la energía térmica transmitida por el sistema de colección es conducida del intercambiador de calor al tanque de almacenamiento. La energía se almacena hasta que en el proceso es requerida. En el tanque, el fluido con menor temperatura se ubica en la parte inferior, por lo que este es conducido mediante una bomba hidráulica al primer intercambiador recomenzando así el ciclo del segundo circuito. Por otra parte, el fluido de mayor temperatura ubicado en la parte superior del tanque es llevado al segundo intercambiador para realizar la transferencia de energía al tercer circuito.

En el tercer circuito la energía térmica del tanque de almacenamiento es transportada del segundo intercambiador de calor hacia un calentador auxiliar, el cual de ser necesario suministrara el calor faltante para elevar la temperatura hasta el nivel requerido para posteriormente ser incorporada al proceso.

2.3.3 Sub sistema de generación de vapor

La Figura 2.7 muestra la configuración del sub sistema de generación de vapor que se propone realizar para el acoplamiento con el sub sistema de precalentamiento de agua para el sistema híbrido.

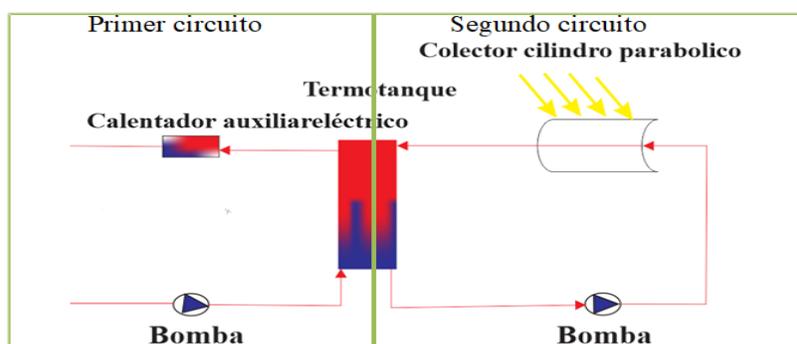


Figura 2. 7. Sistema de generación de vapor de forma directa

El sub sistema de generación de vapor se encuentra integrado por dos circuitos que constan de un colector solar cilindro parabólico, dos bombas, un calentador auxiliar eléctrico y un tanque de almacenamiento.

El primer circuito se compone de una bomba que recircula el fluido térmico utilizado en el evaporador para aumentar la temperatura del agua y evaporarla, el fluido térmico recirculado es enviado al tanque del almacenamiento. El tanque de almacenamiento tiene la finalidad de almacenar el fluido térmico para suministrarlo al proceso a la temperatura requerida, cuando los niveles de temperatura no son alcanzados el calentador auxiliar eléctrico suministra el calor faltante para poder ser utilizado en el evaporador.

El segundo circuito se compone de una bomba hidráulica encargada de recircular el fluido de trabajo al sistema de captación solar que captura la radiación, transformándola en energía térmica para ser transportada por un fluido al tanque de almacenamiento.

2.4 Modelos matemáticos

El modelo matemático se integra con modelos secuenciados obtenidos de balances de energía en cada elemento que conforma el sistema híbrido en su totalidad. Los modelos de las ecuaciones algebraicas se acoplan de forma matricial implementados mediante el software TRNSYS obteniendo resultados en términos de flujo de calor. A continuación, se describen los modelos matemáticos de cada elemento que conforma el sistema propuesto, de acuerdo al manual del software (TRNSYS v.16, 2007).

2.4.1 Componentes en el sistema de precalentamiento

El modelo matemático de este sistema se compone de una serie de modelos obtenidos para cada elemento que lo conforma, que a continuación se presentan:

Colector solar de placa plana

En la Figura 2.8 se muestra que en el colector solar influyen la energía que aporta el sol G_A , la energía de pérdidas Q_L y la energía que se transfiere al intercambiador Q_U .

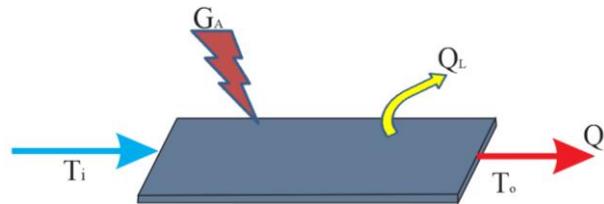


Figura 2. 8 Balance de energía en el colector solar

En la Ecuación 2.2 se representa la energía aportada por el sol.

$$G_A = Q_U + Q_L \quad (2. 2)$$

De acuerdo a la ley de enfriamiento de Newton, y al modelo reportado por *Duffie & Beckman 1981*, Q_L es igual al producto del factor de remoción, T_{med} es el coeficiente de pérdidas de calor y la diferencia de la temperatura media en el colector, y T_a la temperatura ambiente que se puede escribir como se indica en la Ecuación 2.3.

$$Q_L = F_R U_L (T_{med} - T_a) \quad (2. 3)$$

donde T_{med} en grados K , está dado por la diferencia de la temperatura de salida y de la temperatura de entrada dividida entre dos:

$$T_{med} = \frac{T_{sal} - T_{ent}}{2} \quad (2.4)$$

Realizando las siguientes consideraciones:

$$F_R U_L (T_{med} - T_a) = Q_{in} - Q_u \quad (2.5)$$

Despejando el coeficiente de pérdidas térmicas $F_R U_L$ se obtiene:

$$F_R U_L = \frac{Q_{in} - Q_u}{T_{med} - T_a} \quad (2.6)$$

Un colector está compuesto por tres coeficientes características para determinar su comportamiento, a_0 es el coeficiente de a_1 y a_2 . Donde a_1 es $F_R U_L$ que medido por cada metro cuadrado de colección es igual al coeficiente de pérdida de eficiencia es decir $F_R U_L - a_1$.

Conociendo el coeficiente de pérdida de calor de la eficiencia del colector a_1 es posible determinar la eficiencia que presenta el colector y por ende se puede determinar la cantidad presentada a la salida del colector Q_u la cual será dada en kJ/h .

Estos coeficientes se obtienen despejando la Ecuación 2.2 en función de Q_u obteniendo:

$$Q_u = G_A - Q_L \quad (2.7)$$

Evaluando a Q_u para un $\lim_{t \rightarrow \infty} Q_u$ encontramos el estado permanente de la función por lo que Q_u es igual con 0, quedando de la siguiente forma:

$$G\tau\alpha - (U_L(T_p - T_a) + Q_u) = 0 \quad (2.8)$$

Para encontrar el rendimiento de un colector solar bajo condiciones en estado estacionario puede ser descrito bajo la siguiente ecuación.

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I} = \frac{\dot{m} C_p (\Delta T)}{A_c I} \quad (2.9)$$

Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor ayudan al proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y a la vez separadas por una pared sólida. Algunas características de los intercambiadores de calor a contra flujo es que constan de dos entradas de fluido en lados opuestos además de dos salidas como se ilustra en la Figura 2.9, esta configuración mantiene la transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro. El intercambiador de calor recibe una temperatura de entrada de una fuente caliente llamada (T_{hot1}) y otra de una fuente fría (T_{cold2}) y en consecuencia al proceso, tiene dos salidas una llamada (T_{hot1}) y (T_{cold1}).

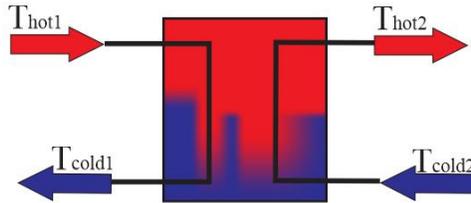


Figura 2. 9. Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor

Para diseñar o seleccionar un intercambiador de calor, es necesario relacionar la transferencia de calor total directamente como una función de las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. Estas relaciones se pueden obtener aplicando balances globales de energía a los fluidos (caliente y frío), obteniendo las Ecuaciones 2.10 y 2.11 para un fluido caliente y frío como se ilustra en la Figura 2.10.

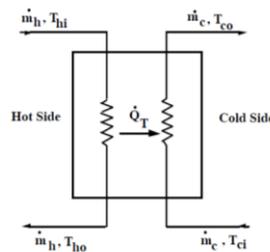


Figura 2. 10. Esquema de función de un intercambiador de calor

$$q = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.10)$$

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.11)$$

donde \dot{m} es el fluido másico, C_p es el calor específico constante para el fluido de trabajo, T es la temperatura media del fluido en las posiciones que se señalan, el subíndice h es para el fluido caliente, el subíndice c para un fluido frío y los subíndices i y o se refieren a las condiciones de entrada y salida respectivamente.

Tanque de almacenamiento térmico

Es el dispositivo encargado del almacenamiento de la energía del fluido de trabajo, al igual que el intercambiador de calor el termotanque cuenta con dos entradas y dos salidas, como se puede observar en la Figura 2.11. En la cual se nota que las dos entradas son presentadas con las variables $T_{in,h}$ y $T_{in,c}$, las cuales representan la entrada de fluido caliente y entrada de fluido frío respectivamente.

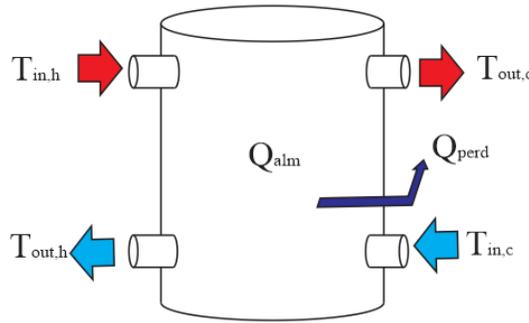


Figura 2. 11. Entrada y salidas en tanque de almacenamiento térmico.

La Ecuación 2.12 representa la forma de intercambio de calor dentro de un termotanque.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \quad (2.12)$$

donde \dot{Q}_h es el calor total del lado caliente y \dot{Q}_c representa el calor total de la parte fría, las siguientes ecuaciones representan la forma de determinar \dot{Q}_h y \dot{Q}_c .

$$\dot{Q}_h = \dot{m}c_p(T_{in,h} - T_{out,h}) \quad (2.13)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}c_p(T_{in,c} - T_{out,c}) \quad (2.14)$$

En el tanque de almacenamiento se da el intercambio de calor, el cual se calcula mediante la Ecuación 2.15:

$$\dot{Q}_{in,h} = \dot{Q}_{out,c} + Q_{alm} + Q_{perd} \quad (2.15)$$

Calentador auxiliar

Los calentadores auxiliares son dispositivos que elevan la temperatura de un fluido utilizando un controlador interno, externo o ambos. En la Figura 2.12 se ilustra el esquema de funcionamiento de un calentador eléctrico auxiliar.



Figura 2. 12. Entradas y salidas de temperatura y calor en un calentador auxiliar

Con las temperaturas de entrada y salida se puede encontrar las ecuaciones de la cantidad de calor generado, en la Ecuación 2.16 se muestra la ecuación para encontrar Q_{gen} .

$$Q_{gen} = Q_{out} - Q_{in} \quad (2.16)$$

De la ecuación anterior Q_{out} se puede encontrar con la Ecuación 2.17

$$Q_{out} = \dot{m}C_p(\Delta T) \quad (2.17)$$

donde $\dot{m}C_{pf}$ son el flujo másico y el calor específico del fluido de trabajo, y ΔT son las diferencias de temperatura de entrada y salida en el intercambiador de calor.

Colectores Solares Cilindro Parabólico (PTC)

En la Figura 2.13 se muestra un esquema de los elementos que componen un colector cilindro parabólico.

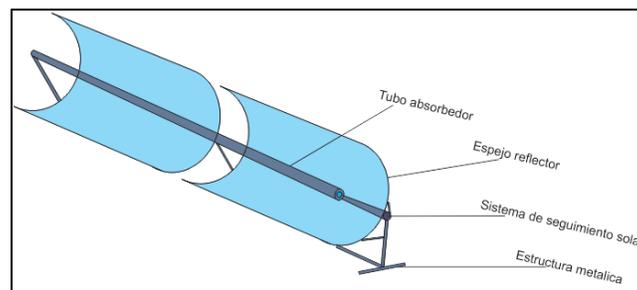


Figura 2. 13. Elementos que conforman un colector cilindro parabólico

En los colectores el sistema de seguimiento solar consta de un solo eje, ya sea en dirección Norte-Sur o Este-Oeste. Aunque también se han desarrollado sistemas con seguimiento en los dos ejes, con la desventaja del aumento en el costo.

Para calcular el ángulo de incidencia se tienen las siguientes ecuaciones:

Orientación Este-Oeste

$$\cos\theta = (1 - \cos^2\delta \sin^2\omega)^{1/2} \quad (2.18)$$

Orientación Norte-Sur

$$\cos\theta = (\cos^2\theta_z + \cos^2\delta \sin^2\omega)^{1/2} \quad (2.19)$$

El ángulo zenit y la declinación se calculan con:

$$\cos\theta_z = (\sin\delta \sin\phi + \cos^2\theta_z + \cos\delta \cos\phi \cos\omega) \quad (2.20)$$

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen}\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (2.21)$$

donde θ es el ángulo de incidencia, δ es la declinación, posición angular del sol a medio día, ω es el ángulo horario, θ_z es el ángulo zenit, ϕ es la latitud y n es el día del año.

En los colectores también se encuentra la razón de concentración geométrica que es la razón entre el área de abertura del captador y el área total del tubo absorbedor. La cual está dada por

$$C_g = \frac{l * l_a}{\pi * d_o * l} = \frac{l_a}{\pi * d_o} \quad (2.22)$$

$$A_c = l * l_a \quad (2.23)$$

donde l longitud del concentrador cilindro parabólico, l_a es el ancho del concentrador cilindro parabólico, d_o es el diámetro exterior del tubo absorbedor metálico, A_c es el área de apertura (para calcular el área de captación, se considera la Figura 2.14 para un mejor entendimiento del cálculo)

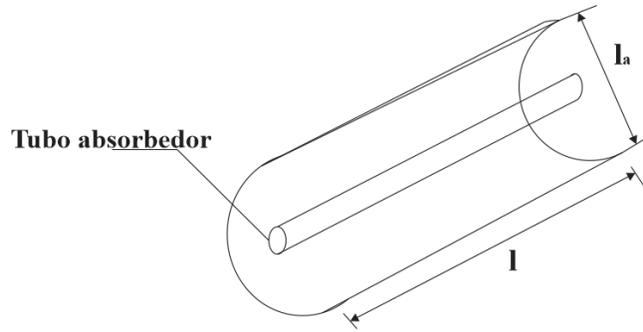


Figura 2. 14. Área de captación de un PTC

Cuando la radiación solar directa hace contacto con el espejo reflector de un colector cilindro parabólico una cantidad de esta se pierde, por lo que estas pérdidas se clasifican en tres, pérdidas ópticas, pérdidas térmicas desde el tubo receptor al ambiente y las pérdidas geométricas.

Las pérdidas térmicas que se encuentran asociadas al tubo receptor ilustradas en la Figura 2.15 están integradas por: a) pérdidas de calor por conducción a través de los soportes del tubo, b) pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo absorbedor hasta la cubierta y c) pérdidas por convección y radiación desde el tubo de cristal al ambiente.

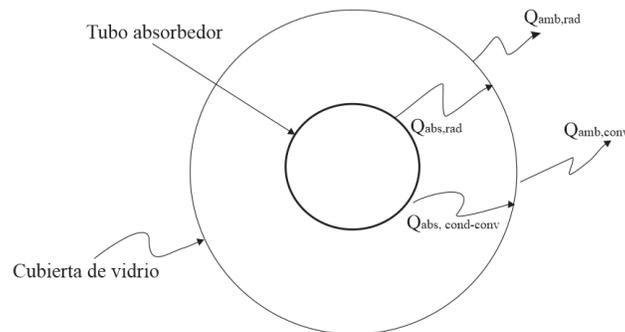


Figura 2. 15. Pérdidas en el tubo receptor (Zarza, 2003)

donde $Q_{abs-rad}$ son las pérdidas por radiación entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio, $Q_{abs,cond,conv}$, son las pérdidas por conducción y convección entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio, $Q_{amb,conv}$, son las pérdidas por convección desde la cubierta de vidrio al ambiente, $Q_{amb,rad}$, son las pérdidas por radiación desde la cubierta de vidrio hacia el ambiente.

Las pérdidas térmicas globales (Q_L) en un colector cilindro parabólico suelen darse mediante un coeficiente global de pérdidas térmicas (UL_{abs}) desde el tubo absorbedor al ambiente como se muestra en la siguiente ecuación:

$$Q_L = Q_{abs,rad} + Q_{abs,cond-cov} = UL_{abs} \cdot \pi \cdot d_o \cdot l \cdot (T_{abs} - T_a) \quad (2.24)$$

donde T_{abs} es la temperatura media del tubo absorbedor metálico, T_a es la temperatura ambiente UL_{abs} - Coeficiente global de pérdidas.

El cálculo de la potencia radiante sobre el área de apertura del captador se calcula mediante la ecuación:

$$\dot{Q}_{solar} = A_c \cdot I_d \cdot \cos(\theta) \quad (2.25)$$

donde A_c es el área de apertura de la superficie reflexiva del colector, I_d es la irradiación solar directa (DNI, por sus siglas en inglés), θ es el ángulo de incidencia.

Para calcular la potencia térmica útil suministrada por el captador, expresada en términos de entalpía, se expresa como:

$$\dot{Q}_{u,captador} = \dot{m} \cdot (h_{sal} - h_{ent}) \quad (2.26)$$

donde \dot{m} es el flujo másico del fluido de trabajo, h_{ent} es la entalpía específica del fluido de trabajo en la entrada del captador, y h_{sal} es la entalpía específica del fluido en la salida del captador.

Otra ecuación presente en los colectores cilindro parabólicos es la que establece el rendimiento global de un colector cilindro parabólico. El rendimiento global del colector cilindro parabólico se calcula como el cociente entre la potencia térmica suministrada por el captador y la potencia radiante que incide sobre la superficie plana de la abertura del captador, tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\eta_{g,captador} = \frac{\dot{Q}_{u,captador}}{\dot{Q}_{solar}} = \frac{\dot{m}(h_{sal} - h_{ent})}{A_c I_d \cos \theta} \quad (2.27)$$

Para el caso de estado estacionario se tienen dos parámetros para el cálculo del rendimiento del captador, los cuales son a_1 y a_2 , que se relacionan mediante la Ecuación 2.28 a continuación:

$$\eta_{g,captador} = \eta_0 - a_1 * \left(\frac{T_{mf} - T_a}{G} \right) - a_2 * \left(\frac{T_{mf} - T_a}{G} \right)^2 \quad (2.28)$$

donde: η_0 es el rendimiento de cero pérdidas en el captador, a_1 es el coeficiente de pérdidas de calor, a_2 , es el segundo coeficiente de pérdidas de calor, T_{mf} , es la temperatura media del fluido, T_a , es la temperatura ambiente y G es la radiación solar directa.

Modelos de optimización térmica para elaboración de nomogramas

La construcción de los mapas de diseño en este caso nomogramas, se realizan con simulación térmica en estado transitorio del proceso. La elaboración requiere de un cálculo de proporciones entre las relaciones de área y volumen de los elementos del sistema de colección, para ello es necesario conocer el índice de demanda de fluido dada en *litros/día* o bien en $m^3/día$.

Además, se debe establecer una razón de uso de los litros de fluido que pasaran por cada m^2 de área de colección, esta razón está dada en (*litros/día * m²*) y se representa por la Ecuación 2.29, donde A_c es el área de colección del sistema planteado.

$$Razon\ de\ uso\ (R_u) = \frac{Demanda}{A_c} \quad (2.29)$$

La razón de uso se determina con la Ecuación 2.30.

$$R_u = \frac{Demanda}{A_c} \quad (2.30)$$

Conociendo la razón volumétrica se establece una relación para encontrar el volumen más adecuada por medio de la Ecuación 2.31.

$$V_T = A_c * R_V \quad (2.31)$$

Con el conocimiento de los parámetros, demanda, razón de uso y razón volumétrica, se obtiene un esquema del rendimiento que presentarán los sistemas de colección para áreas y volúmenes varios, por lo que la evaluación de los sistemas completos es más fácil de identificar de manera gráfica.

2.4.2 Acoplamiento de los modelos de los elementos

A continuación, se puede observar en la Figura 2.16 el diagrama de los componentes, así como la dirección de los flujos de energía que constituyen las variables del sistema. En cada uno de los componentes se realiza un balance de energía descrito anteriormente.

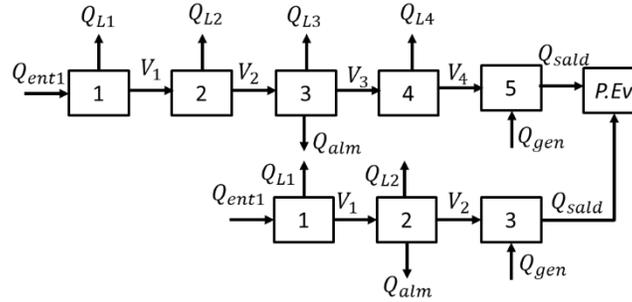


Figura 2. 16. Diagrama del sistema de generación de vapor híbrido.

Ubicando las respectivas ecuaciones como se indican en la Figura 2.16, en donde en la parte posterior el recuadro 1 indica el colector solar de placa plana, el 2 representa el intercambiador 1, el 3 representa e tanque de almacenamiento, el 4 el intercambiador 2 y el 5 representa el calentador auxiliar eléctrico, mientras que en la parte inferior representa el recuadro1 el calentador cilindro parabólico, el 2 el tanque de almacenamiento térmico y el 3 el calentador auxiliar electico, mediante estos se llega a un sistema matricial el cual está definido por el software TRNSYS la cual representa la solución tal como se muestra en la Figura 2.17.

| | | | | | | | | |
|------------------|--------|--------|------------------------|------------|---------------|--------|-----------------------|-------------|
| Colector | $-V_1$ | | $= Q_{L1} - Q_{entr1}$ | Colector | $-V_1$ | | $= Q_{L1} - Q_{ent1}$ | |
| Intercambiador 1 | V_1 | $-V_2$ | $= Q_{L2}$ | | | | | |
| Tanque | V_2 | $-V_3$ | $= Q_{L3} + Q_{alm}$ | + Tanque | V_1 | $-V_2$ | $= Q_{L2} + Q_{alm}$ | |
| Intercambiador 2 | | V_3 | $-V_4$ | $= Q_{L4}$ | Calentador A. | V_2 | $+V_3$ | $= Q_{req}$ |
| Calentador A. | | | V_4 | $+V_5$ | $= Q_{req}$ | | | |

Figura 2. 17. Sistema de ecuaciones

A continuación, la Figura 2.17 representa la matriz que se resuelve como solución del modelo matemático de TRNSYS.

$$\begin{vmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \\ v_5 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Q_{L1} - Q_{in1} \\ Q_{L2} \\ Q_{L3} + Q_{alm} \\ Q_{L4} \\ Q_{req} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Q_{L1} - Q_{in1} \\ Q_{L3} + Q_{alm} \\ Q_{req} \end{vmatrix}$$

Figura 2. 18. Sistema matricial

Capítulo 3

Solución de los modelos matemáticos

Este capítulo se basa en establecer una estrategia de diseño de sistemas de captación solar desarrollando la solución del modelo matemático que describe el sistema propuesto, a través de la plataforma de simulación TRNSYS, se realiza la integración del sistema híbrido compuesto por dos sub sistemas verificados en la plataforma de simulación TRNSYS, mostrando la simulación al final del capítulo.

3.1 Estrategia para el diseño de la plataforma de simulación y construcción de mapas de diseño de sistemas.

La estrategia utilizada para el diseño del sistema de captación solar para la generación de vapor se muestra en la Figura 3.1. El primer paso de la metodología es la obtención de las condiciones climáticas, el potencial solar e industrial en México y los requerimientos industriales, paso descrito en la sección del Capítulo 2 de la tesis. En el segundo paso se simula el sistema de referencia establecido en el capítulo anterior, esto con la ayuda de la plataforma TRNSYS. En el paso tres se realiza la verificación del sistema simulado en el paso dos, esto se realiza mediante balances de energía y una comparación con los datos de referencia. Posteriormente para el paso cuatro se realizan adecuaciones y se simula el sistema propuesto para la generación de vapor. En el paso cinco se lleva a cabo la optimización del sistema propuesto, por medio de variación de parámetros, para luego pasar al paso seis que consiste en la elaboración de mapas de diseño, los cuales muestran el sistema optimizado en cuanto a razón de uso y razón volumétrica.

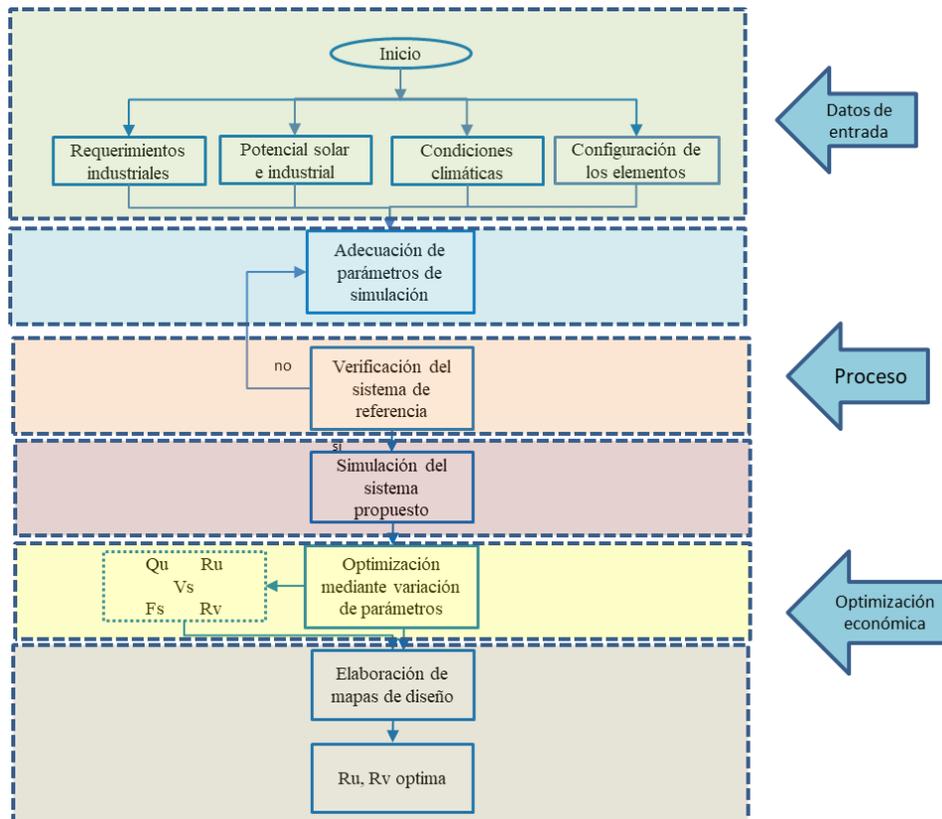


Figura 3. 1 Diagrama de flujo de la estrategia utilizada en el diseño del sistema.

3.2 Plataforma de simulación

La plataforma de simulación utilizada en el sistema de captación solar para la generación de vapor fue el software TRNSYS en su versión 17. Es un software basado en un entorno grafico muy flexible, usado para simular el comportamiento de sistemas transitorios. Fue desarrollada en la universidad de Wisconsin, y enriquecido por las contribuciones de TRANSSOLAR Energietechnik GMBH, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) y Thermal Energy Systems Specialists (TESS). TRNSYS es un software para diseñar, optimizar, y hacer un análisis detallado de cualquier sistema cuyo comportamiento sea dependiente del paso del tiempo.

El TRNSYS se compone de dos partes. El procesador Kernel, que lee y procesa archivos de entrada, resuelve el sistema de forma iterativa, determina la convergencia y traza las variables del sistema. La segunda parte de TRNSYS es una extensa biblioteca de componentes, cada uno de los cuales modela el rendimiento de una parte del sistema. La biblioteca estándar incluye aproximadamente 150 modelos que van desde bombas hasta edificios y más. La forma de trabajar de TRNSYS permite conectar gráficamente los componentes del sistema (Types) por medio del interfaz visual, Simulation Studio. Cada uno de los Types se describe con un modelo matemático mediante el lenguaje de programación Fortran y lleva asociado una imagen representativa en Simulation Studio. En la Figura 3.2 se pueden observar algunos Types utilizados para la construcción del sistema de estudio.

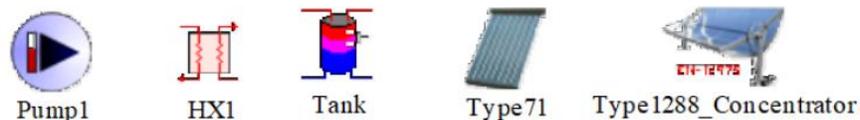


Figura 3. 2 Types de elementos que forman parte del sistema.

Los usuarios pueden ver los valores de cualquier variable en una gráfica conforme avanza la simulación. También, existen herramientas que permiten la integración de valores, su exportación a Excel, o la exportación de resultados a un archivo “.txt”.

3.3 Verificación de la plataforma de simulación

El diagrama representativo se muestra en la Figura 2.5, la simulación se lleva a cabo en TRNSYS, en el cual los componentes se encuentran inter-relacionado con la ayuda de ligas las cuales permiten especificar claramente que acción realiza cada parte del proceso.

3.3.1 Especificaciones y verificación del sistema de precalentamiento

El sistema de precalentamiento de referencia que se utiliza para realizar la verificación fue obtenido de (Horta, 2015). La Figura 2.6 muestra la configuración del sistema de referencia.

El sistema está compuesto por un colector, dos intercambiadores de calor, 3 bombas hidráulicas y un tanque de almacenamiento con dos entradas y dos salidas, conectadas entre sí para satisfacer la demanda de agua precalentada a 90°C.

Los parámetros y especificaciones para llevar a cabo la simulación del sistema de referencia se describen en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Características del colector solar empleado

| Colector solar | | |
|--------------------------|----------------------------|------------------------|
| Tipo de colector | Placa plana | |
| Área de colección | 200 m ² | |
| Fluido caloportador | Agua 70% -Etilenglicol 30% | |
| | Densidad (ρ) | 1035 kg/m ³ |
| | Calor específico(Cp) | 3.72 kJ/kgK |
| Parámetros de eficiencia | a_0 | 0.811 |
| | a_1 | 2.71 |
| | a_2 | 0.01 |
| Ángulo Azimutal | Frente al Ecuador | |
| Ángulo de inclinación | Graz, Austria | 40° |

Se han considerado datos que han sido estudiados y posteriormente avalados por la Agencia Internacional de Energía (IEA) por sus siglas en inglés, para el conocimiento de la información con respecto a las condiciones de radiación solar de Graz, Austria.

Los intercambiadores de calor presentan un coeficiente de transferencia de calor de 24000 W/K, por los cuales para el HX1 (Intercambiador de calor 1), se hace pasar el agua/Etilenglicol por un extremo y por el segundo intercambiador únicamente se emplea agua como fluido de trabajo, tal como se puede observar en la Tablas 3.2 y 3.3 con las especificaciones de los intercambiadores de calor.

Tabla 3. 2 Características del primer intercambiador de calor

| Intercambiador de calor 1 | | |
|---------------------------------------|----------------------|----------------------------|
| Dirección del flujo | Contraflujo | |
| Fluido de trabajo | Lado caliente | |
| | Fluido | Agua 70% -Etilenglicol 30% |
| | Calor específico(Cp) | 3.72 kJ/kgK |
| | Lado frío | |
| | Fluido | Agua común |
| Calor específico(Cp) | 4.19 kJ/kgK | |
| Coeficiente de transferencia de calor | | 24000 W/K |

Tabla 3. 3 Características del segundo intercambiador de calor

| Intercambiador de calor 2 | | |
|---------------------------------------|----------------------|--------------|
| Dirección del flujo | Contraflujo | |
| Fluido de trabajo | Lado caliente | |
| | Fluido | Agua común |
| | Calor específico(Cp) | 4.19 kJ/kgK |
| | Lado frío | |
| | Fluido | Agua tratada |
| Calor específico(Cp) | 4.19 kJ/kgK | |
| Coeficiente de transferencia de calor | | 24000 W/K |

En la Tabla 3.4 se presentan las características de las bombas hidráulicas utilizadas en el sistema de referencia.

Tabla 3. 4 Características de las bombas hidráulicas.

| Bomba | Fluido de trabajo | Capacidad (kg/h) | Potencia nominal (kW) | Eficiencia de uso de la bomba | Eficiencia del motor |
|-------|-------------------|------------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------|
| 1 | Agua-Etilenglicol | 6000 | 6 | 0.6 | 0.9 |
| 2 | Agua común | 6000 | 6 | 0.6 | 0.9 |
| 3 | Agua común | 5000 | 5 | 0.6 | 0.9 |
| 4 | Agua tratada | 5000 | 5 | 0.6 | 0.9 |

El termotanque que se utiliza en el sistema de referencia es de tipo cilindro vertical de pérdidas uniformes con dos entradas y dos salidas con nombre en TRNSYS (Type60C). Su capacidad es de 12 m^3 y una altura de 3 m. El coeficiente de pérdida en el tanque es de $0.833 \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$. El análisis del recipiente térmico está dado por un análisis nodal de 5 secciones. Las condiciones climáticas y el recurso solar disponible consideradas para la simulación de referencia fue considerada para la ciudad de Graz Austria. Los componentes empleados en el sistema de referencia se observan en la Tabla 3.5 con su simbología representativa de TRNSYS.

Tabla 3. 5 Componentes empleados en el sistema de referencia

| Componentes | Tipo | Características | simbología |
|------------------------------|----------|---|---|
| Colector | Type71 | Colector de placa plana |  colector |
| Intercambiador de calor | Type5b | Contraflujo |  HXer_1 |
| Calentador auxiliar (heater) | Type6 | Set point 90°C |  Heater |
| Bomba hidráulica | Type110 | Bomba de velocidad variable |  Bomba_Var |
| Termotanque | Type60 | Estratificado con pérdidas uniformes |  Tanque |
| Perfil de carga | Type14 | Carga de demanda de agua |  Load_Profile |
| Base de datos climáticos | Type15-2 | TMY-2 |  Type15-2 |
| Controlador de set point | Process | Censa y determina set points (punto de ajuste) de elementos deseados a controlar |  Process |
| Controlador de On-Off | Type2 | Se encarga de generar una señal de encendido y apagado |  CONTROL |
| Graficador | Type65d | Representa de manera gráfica las variables deseadas para su análisis |  Graficador-3 |
| Impresora | Type25c | Representa en una hoja de Excel las variables de análisis |  Graficador |

Para la construcción de la plataforma, primero se seleccionaron los Types correspondientes de la Tabla 3.5 introduciéndose en un nuevo proyecto del Software TRNSYS. Posteriormente cada uno de los Types, fueron ligados para crear tres circuitos coincidiendo con los del sub sistema de precalentamiento de la Sección 2.3.2.

En el primer circuito el fluido es bombeado por la primera bomba (Type110), hacia el colector (Type71), una vez que su temperatura se ha aumentado, el fluido es conducido al primer intercambiador (Type5b), tal como se muestra e la Figura 3.3.

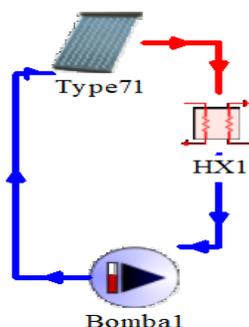


Figura 3. 3 Types que conforman el circuito1 del sistema de precalentamiento de referencia

En el segundo circuito el agua caliente fluye del primer intercambiador (Type5b) a la entrada superior del lado izquierdo del tanque (Type60c), el agua fría es expulsada por la parte inferior del lado izquierdo del tanque, posteriormente con la ayuda de la segunda bomba (Type110 2) es regresada al intercambiador1 (Type5b) por la entrada del lado frío. El agua caliente es transportada del tanque (Type60c) al intercambiador2 (Type5b-2), el líquido frío es devuelto por una tercera bomba (Type110-3) al tanque de almacenamiento por una entrada en la parte inferior del lado derecho, como se ilustra en la Figura 3.4.

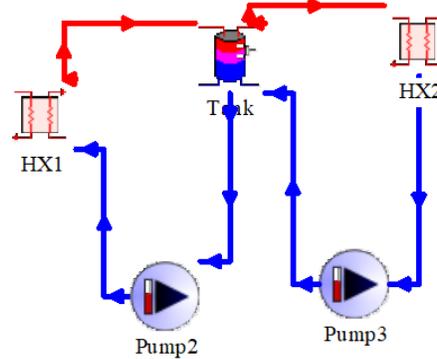


Figura 3. 4 Types que conforman el circuito2 del sistema de precalentamiento de referencia

Con la finalidad de incorporar el fluido caliente al proceso se emplea el tercer circuito, en el que el agua en la salida superior del lado derecho del intercambiador2 (Type5b-2) es llevada a un calentador auxiliar (Type6) en el cual se encuentra el punto de integración al proceso que se utilizara. La bomba 4 (Type110-4) es la encargada de recircular el agua y enviar a la entrada inferior del lado derecho del intercambiador 2, en este punto se maneja un sistema de control de acuerdo a la demanda requerida, la Figura 3.5 muestra el circuito3.

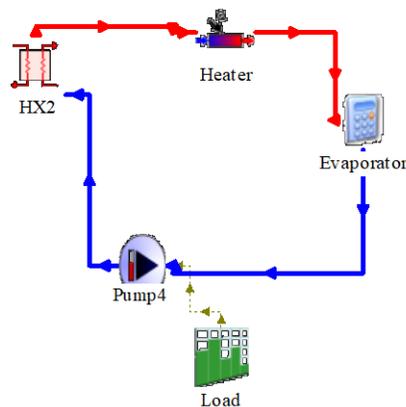


Figura 3. 5 Types que conforman el circuito3 del sistema de precalentamiento de referencia

Después de realizar las conexiones pertinentes la Figura 3.6 muestra el sistema de precalentamiento realizado con TRNSYS.

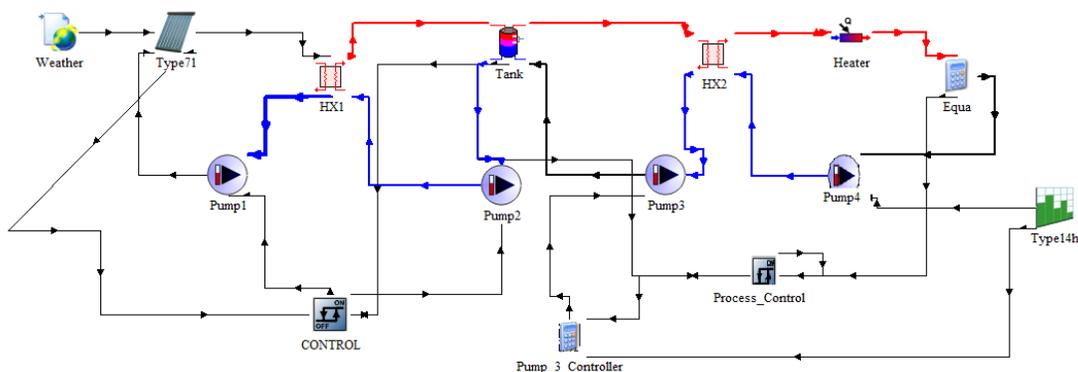


Figura 3. 6 Representación con TRNSYS del sistema de precalentamiento

3.3.1.1 Verificación del sistema de referencia de precalentamiento

La verificación de los resultados obtenidos se realiza mediante balances de energía y con un comparativo con resultados reportados en la literatura.

Verificación por balances de energía

Para realizar el análisis se seleccionó el día 105 de un año típico que corresponde al 15 de abril, en un periodo de las 13:00 a las 13:20 horas. El sistema fue evaluado en la ciudad de Graz, Austria y los datos meteorológicos fueron obtenidos de la base de datos METEONORM v7.2.

En la Figura 3.7 se presenta el balance de energía en el colector solar. El balance está representado en unidades de kJ/h , considerando la energía aportada por el sol (G_a) la energía perdida al medio ambiente (Q_p) y la energía útil (Q_u) durante el periodo mencionado anteriormente. Se observa que se cumple la Ecuación 2.2 representando el balance en el colector, en el cual del 100% de la energía aportada por el sol, el 65% es aprovechado por el colector solar, mientras que el 35% de la energía es perdida el medio ambiente, cumpliendo el balance de energía en el colector.

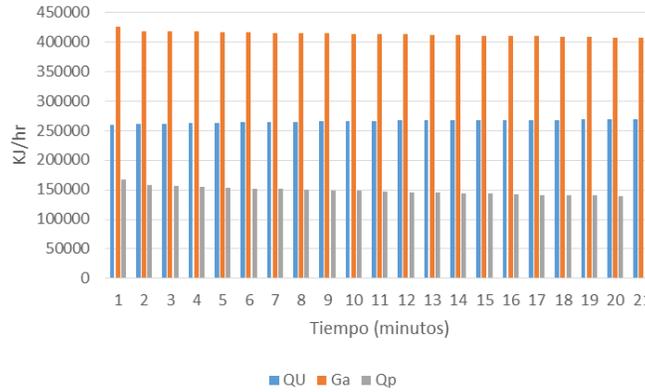


Figura 3. 7 Balance de energía en el colector solar

En la Figura 3.8 se presenta el balance de energía en el intercambiador de calor, el balance cumple con la Ecuación 3.1 de la primera ley, en el que el valor de la energía que entra en el lado caliente del intercambiador $Q_{in-hot1}$ es igual a la energía que se intercambia con el lado frío $Q_{out-hot2}$ mas la energía que se pierde hacia el medio ambiente Q_{perd} . Por medio de la Figura se observa que del total de energía que entra en el lado caliente el 40% es perdido aproximadamente al medio ambiente aprovechando un 60% de la energía en el intercambiador de calor.

$$Q_{in-hot1} = Q_{out-hot2} + Q_{perd} \tag{3.1}$$

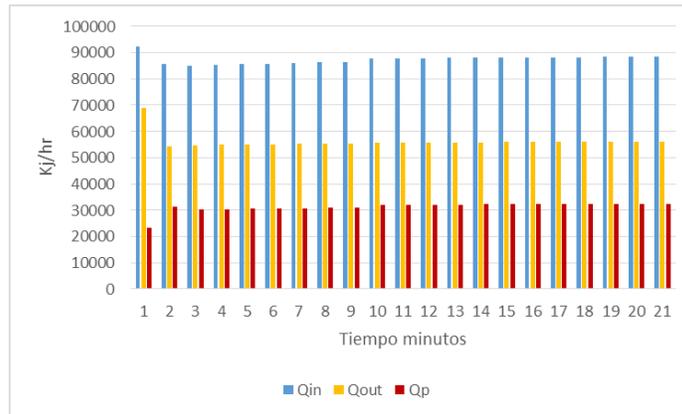


Figura 3. 8 Balance de energía en el Intercambiador de calor

La Figura 3.9 representa el balance de energía en el almacenamiento térmico, considerando la energía proveniente del intercambiador de calor 1 ($Q_{in-hot2}$), la cantidad de calor en la salida del tanque ($Q_{out-hot3}$), el calor que se pierde al medio ambiente (Q_{perd1}) y la energía almacenada en el tanque (Q_{alm}), de la figura anterior se observa que la energía perdida al

medio ambiente en promedio no supera el 5% del total de la energía que proviene del primer intercambiador. Por medio del balance se puede observar que se cumple la siguiente relación:

$$Q_{in-hot2} = Q_{out-hot3} + Q_{perd1} + Q_{alm} \quad (3.2)$$

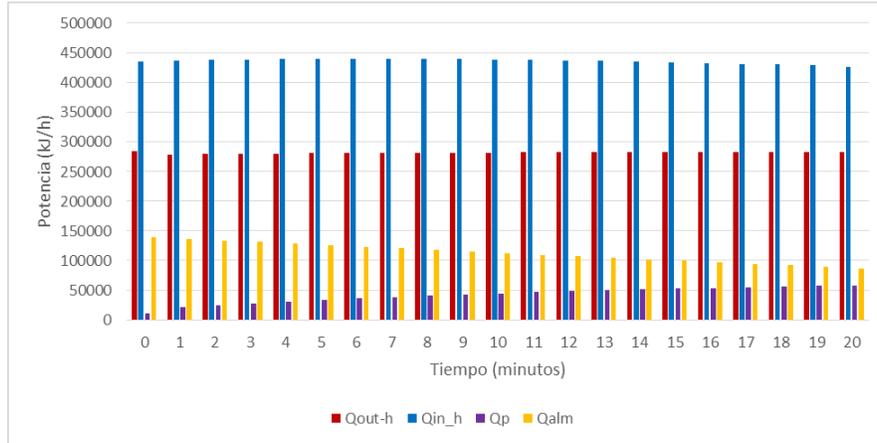


Figura 3.9 Balance de energía en el tanque de almacenamiento

En la Figura 3.10 se muestra la energía requerida para alcanzar los 90°C. El balance en el calentador auxiliar se encuentra conformado por la energía de entrada (Q_{in}), la energía de salida (Q_{out}) y la aportada por el calentador auxiliar (Q_{heat}). En el grafico se muestra que del total de energía que se necesita para satisfacer la demanda, la energía de entrada aportada por el sol proveniente del segundo intercambiador es en promedio un 55% y la cantidad de energía aportada por el calentador auxiliar eléctrico es aproximadamente un 45%, los cuales al ser sumados dan el 100% de la demanda, observando que se cumple la Ecuación 3.3.

$$Q_{in} = Q_{out} - Q_{heat} \quad ((3.3)$$

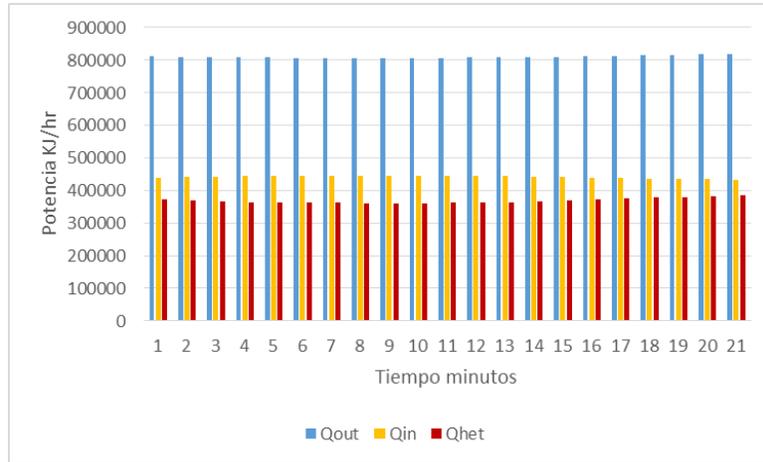


Figura 3. 10 Balance de energía en el calentador auxiliar

Verificación comparativa con resultados de Graz, Austria

En esta sección se realizó la evaluación de los resultados obtenidos con la plataforma de simulación térmica con lo reportado por el caso de referencia. Los datos comparativos son resultados de salida de fracción solar el calor útil obtenido para la ciudad de Graz, Austria, utilizando razones volumétricas (R_v) de 10 y 30 l/m^2 -*día*, con radios de uso R_u de 50,150 y 200 l/m^2 .

En la Tabla 3.6 se presentan las diferencias de la fracción solar y calor útil entre lo reportado y lo simulado. En lo que respecta a la fracción solar la mayor diferencia fue del 1.05% y en el caso del calor útil fue del 1.05%. Con los resultados obtenidos se observó que la plataforma de modelado del sistema es adecuada para la simulación.

Tabla 3. 6 Comparativo entre lo simulado y lo reportado para el caso de Graz, Austria.

| R_v | R_u | Datos obtenidos | | Datos reportados | | Diferencia porcentual | |
|-------------------------|-------------|-----------------|----------------------------------|------------------|----------------------------------|-----------------------|-------|
| | | FS | Q_u (kWh/m ² - año) | FS | Q_u (kWh/m ² - año) | FS | Q_u |
| 10 l/m^2 - <i>dia</i> | 50 l/m^2 | 0.24 | 382.44 | 0.23 | 380.65 | 0.47 | 0.47 |
| | 150 l/m^2 | 0.09 | 420.91 | 0.09 | 419.18 | 0.41 | 0.41 |
| | 200 l/m^2 | 0.07 | 431.21 | 0.07 | 430.25 | 0.22 | 0.22 |
| 30 l/m^2 - <i>dia</i> | 50 l/m^2 | 0.36 | 577.85 | 0.35 | 573.31 | 0.79 | 0.79 |
| | 150 l/m^2 | 0.16 | 795.69 | 0.16 | 787.42 | 1.05 | 1.05 |
| | 200 l/m^2 | 0.13 | 823.95 | 0.13 | 815.71 | 1.01 | 1.01 |

3.3.2 Especificaciones y simulación del sistema de generación de vapor

La Figura 3.11 muestra el sistema de generación de vapor que se analizó y verifico e nuestro estudio para la verificación de la plataforma de simulación (Biencinto et al., 2016).

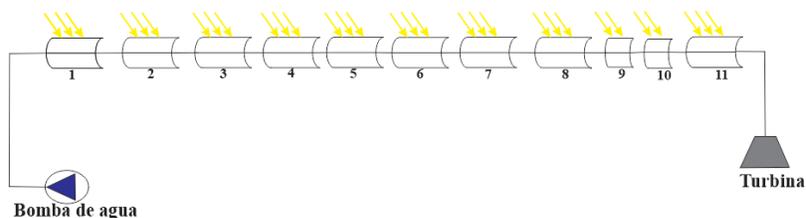


Figura 3. 11 Sistema de generación de vapor

El modo operativo previsto para el ciclo en este sistema es el modo de paso directo, en el que el agua de alimentación es conducida mediante una bomba hidráulica al primero colector, convirtiéndose directamente en vapor sobrecalentado sin ninguna recirculación. Los colectores capturan la radiación incidente sobre el tubo absorbedor transfiriéndola al fluido de trabajo, el cual se convierte en vapor a lo largo de la tubería, hasta finalizar en el último colector para posteriormente ser utilizado por la turbina.

Los parámetros y especificaciones para llevar a cabo la simulación del sistema de referencia se describen en la Tabla 3.7

Tabla 3. 7 Características del colector solar empleado

| COLECTOR SOLAR | |
|------------------------|-------------------------|
| Tipo de colector | Cilindro parabolico-LS3 |
| Nº de colectores | 11 |
| Longitud de colectores | 9 colectores de 50 m |
| | 2 colectores de 25 m |
| Ancho de parabola | 5.76 m |
| Distancia focal | 1.71 m |
| Tubo absorbedor | |
| Diametro Interno | 0.05m |
| Diametro externo | 0.07m |
| Fluido caloportador | Agua |
| | Calor especifico |

Las condiciones climáticas y el recurso solar disponible consideradas para la simulación de referencia fue considerada para la ciudad de Almería España, la presiones que se analizaron fueron de 6 y 10 Mpa.

Los componentes empleados en el sistema de referencia se muestran en la Tabla 3.8 con su simbología representativa de TRNSYS.

Tabla 3. 8 Componentes empleados en el sistema de referencia de generación de vapor

| Componentes | Tipo | Características | Simbología |
|--------------------------|----------|---|--|
| Colector | Type1288 | Colector cilindro parabólico |  Type1288 Concentrator |
| Bomba hidráulica | Type110 | Bomba de velocidad variable |  Bomba_Var |
| Base de datos climáticos | Type15-2 | TMY-2 |  Type15-2 |
| Tubería | Type 31 | Representa la tubería por la que se transporta el fluido caloportador |  1 |
| Graficador | Type65d | Representa de manera gráfica las variables deseadas para su análisis |  Graficador-3 |
| Impresora | Type25c | Representa en una hoja de Excel las variables de análisis |  Graficador |

Para la construcción de la plataforma, primero se seleccionaron los Types correspondientes de la Tabla 3.8 introduciéndose en un nuevo proyecto del Software TRNSYS. Posteriormente cada uno de los Types, fueron ligados, para formar un circuito del cual se partirá para la elaboración del sistema de generación de vapor del sistema propuesto.

El sistema consta de una bomba (Type110), que se encarga de enviar el fluido térmico a los colectores cilindros parabólicos (Type1288) para la generación de vapor. Después de realizar las conexiones pertinentes la Figura 3.12 muestra el sistema de generación de vapor realizado con TRNSYS.

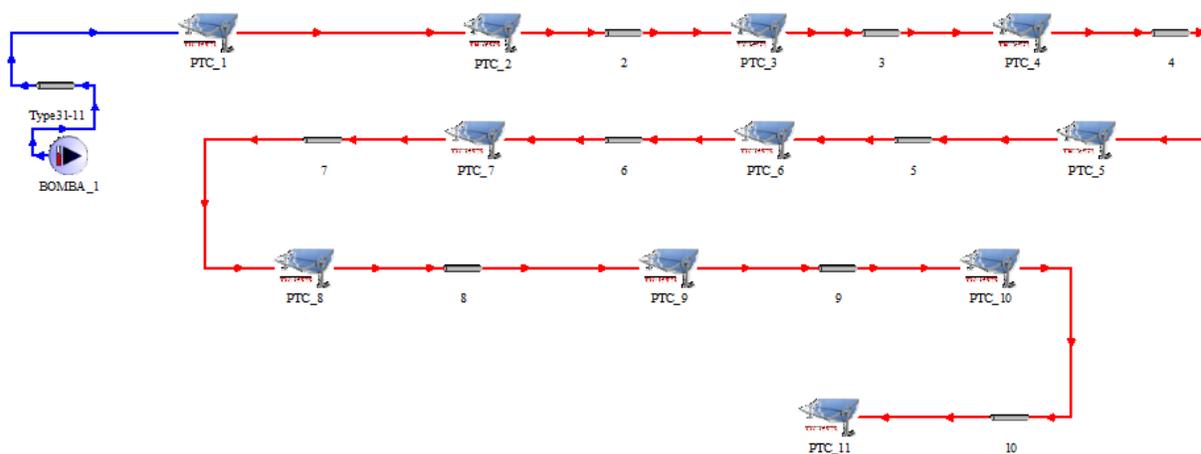


Figura 3. 12 Representación en TRNSYS del sistema de generación de vapor

Después de realizar la simulación con los 11 colectores se pasó a sustituir por un solo colector y realizar nuevamente la simulación tal como se observa en la Figura 3.13.

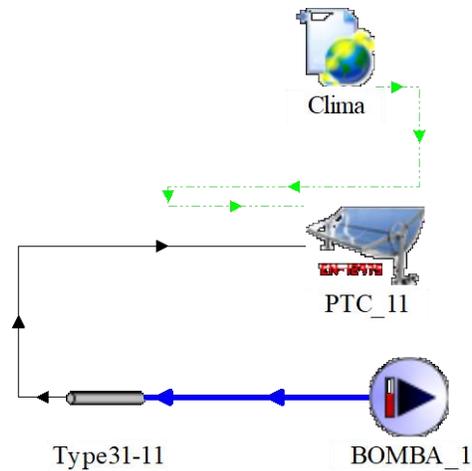


Figura 3. 13 Representación en TRNSYS del sistema de generación de vapor con un colector

3.3.2.1 Verificación del sistema de referencia de generación de vapor

La verificación de los resultados obtenidos se realiza con un comparativo con resultados reportados en la literatura.

Verificación comparativa con resultados de Almería, España

En esta sección se realizó la evaluación de los resultados obtenidos con la plataforma de simulación térmica con lo reportado por el caso de referencia. Los días seleccionados para la simulación fueron los mismos que los autores reportaron. El resultado comparado fue la temperatura de salida reportada con el resultado obtenido, encontrando el mayor error porcentual de 1.11% para una presión de 6 Mpa. El comparativo corresponde a datos de salida para la ciudad de Almería España. Con lo anterior se observó que la plataforma de modelado del sistema es adecuada para la simulación.

Tabla 3. 9 Comparación entre lo reportado y lo simulado de Almería, España.

| Parametros | | | Almería, España | | | Diferencias -D.reportado- | Diferencias -D.reportado- | | |
|------------|------------|---------|-----------------|------------------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------|
| | | | T_Entrada °C | P_entrada Mpa | D.reportados T_salida °C | D.simulados T_salida °C | D.S.1-col T_salida °C | D.simulado T_salida | D.S.1-col T_salida |
| DNI | Fecha | Horario | | | | | | | |
| 974 | 03/10/2000 | 13:35 | 238 | 6 | 345 | 352 | 357 | 2.02 | 3.47 |
| 888 | 28/07/2000 | 14:55 | 272 | 10 | 330 | 333 | 338 | 0.9 | 2.42 |

Capítulo 4

Resultados

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas, el comportamiento del análisis variacional y el dimensionamiento del sistema de captación solar híbrido, considerando las condiciones climáticas de la ciudad de Hermosillo, Sonora.

4.1 Características y condiciones de operación del sistema propuesto

Para llevar a cabo la simulación del sistema híbrido se consideran las condiciones climáticas de la ciudad de Hermosillo, Sonora, mencionadas en el Capítulo 2. La radiación solar por cada mes que se tiene en dicha ciudad se ilustra en la Figura 4.1.

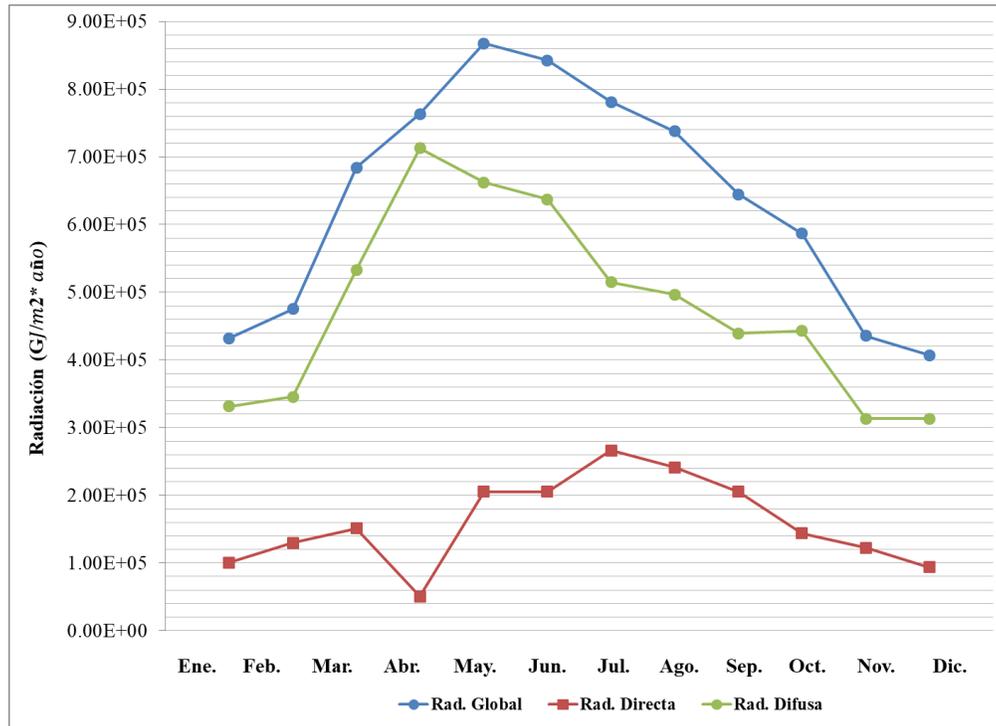


Figura 4. 1 Radiación mensual de la ciudad de Hermosillo.

El dimensionamiento del sistema requiere también del establecimiento de las horas de operación más adecuada para cada uno de ellos. Por lo tanto, analizando la Figura 4.1 se seleccionaron dos días típicos, uno de verano equivalente al mes de junio y uno de invierno equivalente al mes de diciembre, de los cuales se graficó su radiación solar global, y las radiaciones solares directa y difusa, con lo que se observó que para verano son 13 horas de radiación al día y para invierno 12 de horas de radiación al día como se ilustra en la Figura 4.2.

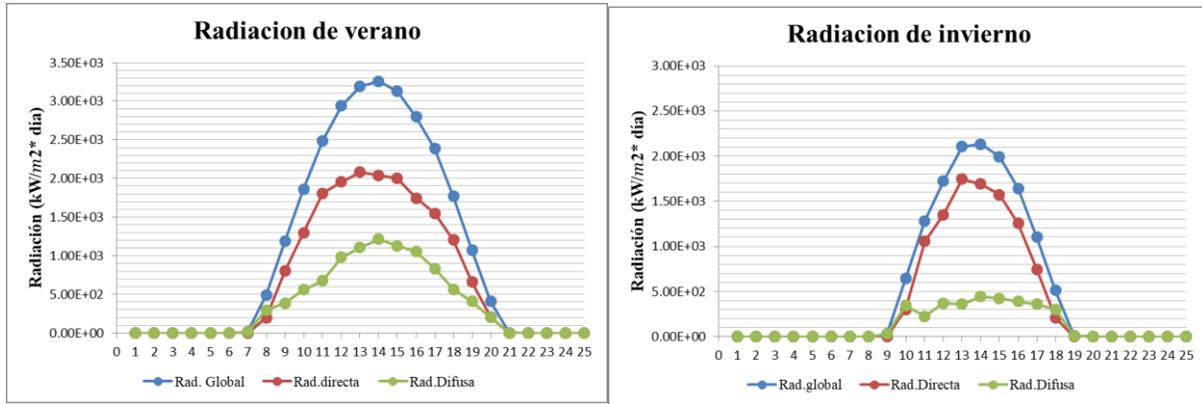


Figura 4. 2 Radiación diaria del 30 de junio para verano y 30 de diciembre para invierno.

La configuración del sistema híbrido se ilustra en la Figura 2.5 el Capítulo 2 y sus condiciones de operación se explican a continuación.

El sistema propuesto está compuesto por dos circuitos, los cuales coadyuvan entre sí para la generación de vapor realizado en un evaporador. El Circuito1 está integrado por la tecnología de placa plana la cual se varía para encontrar el área óptima, cuatro bombas variables, dos intercambiadores de calor y un tanque de almacenamiento el cual se varía al igual que el área de colección para encontrar la razón volumétrica óptima, y un calentador auxiliar, este circuito se encarga de satisfacer agua precalentada al evaporador a una temperatura de 103°C para al momento de realizar la evaporación con ayuda del Circuito2 el vapor se obtenga a 250°C y una presión de 36 bares.

El Circuito2 se encuentra conformado por un colector cilindro parabólico el cual se realiza un análisis variacional para encontrar el área óptima, dos bombas variables, y un tanque de almacenamiento el cual se varia considerando diferentes razones volumétricas con el fin de encontrar la razón óptima, finalmente se incorpora un calentador auxiliar para satisfacer la demanda cuando el sistema no logra cumplirla, este circuito lleva aceite térmico al evaporador a una temperatura de 270°C cediéndole energía al agua para lograr la evaporación.

4.2 Optimización del sistema propuesto

Con el fin de determinar la fracción solar mayor con el mayor desempeño térmico del sistema, se realizó un análisis variacional de las áreas de colección y las razones

volumétricas en el tanque de almacenamiento. Para el análisis se utilizaron razones volumétricas de 10, 20, 30 y 50 l/m^2 -año y áreas de colección de 125, 200 y 333 m^2 del lado del circuito1. Para el lado de circuito2 se utilizaron razones volumétricas de 10, 20, 30 y 50 l/m^2 -año y áreas de colección de 125, 200 y 333 m^2 , además de considerar una simulación sin almacenamiento. Para realizar las simulaciones las condiciones climáticas consideradas fueron la ciudad de Hermosillo Sonora.

En la Figura 4.3 se muestra el comportamiento de la fracción solar en términos con la razón volumétrica y el área de colección del circuito1.

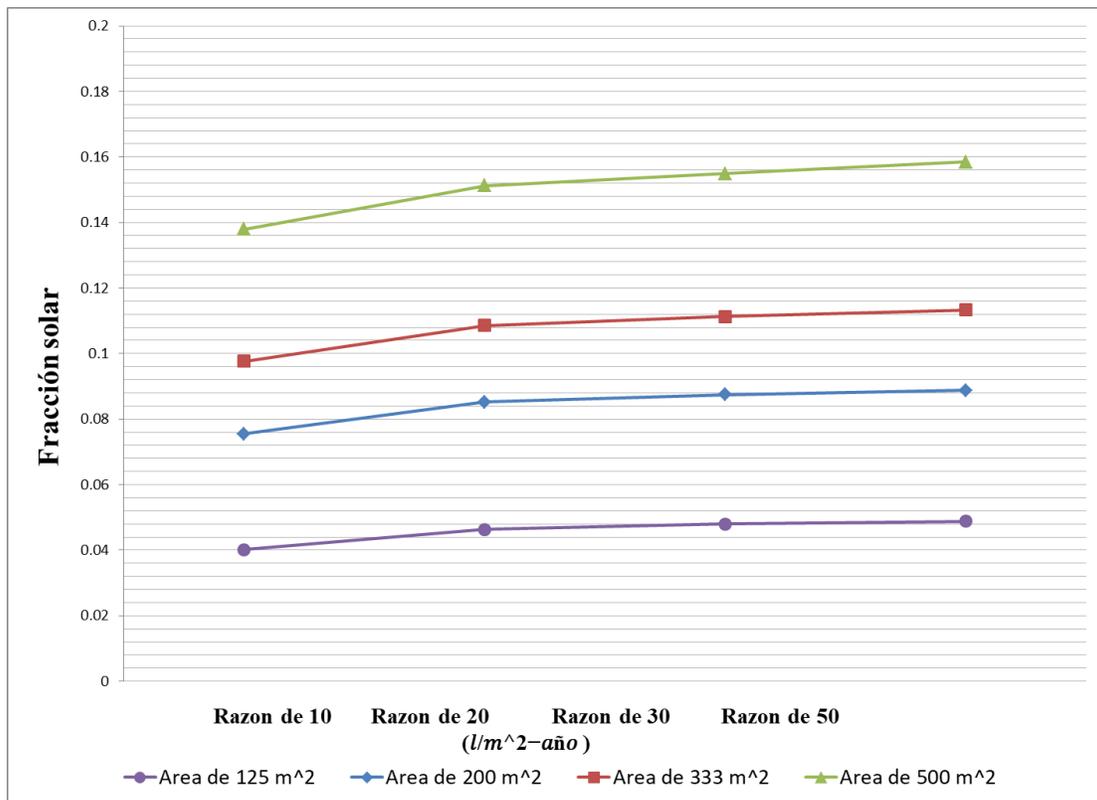


Figura 4. 3 Fracción solar anual respecto al área de colección y razón volumétrica del circuito1.

La Figura 4.3 muestra los puntos de cambio de la fracción solar de cada área con respecto a las razones volumétricas. La razón volumétrica de 20, 30 y 50 l/m^2 -año presentan mejores resultados, con respecto a las áreas las que tienen un mejor comportamiento son las de 200 a 333 m^2 . Es de observar que, aunque el área de 500 m^2 proporcione las mayores fracciones solares, se tienen que tomar en consideración el espacio disponible del lugar en el que serán

instalados, así como el tanque de almacenamiento que se considerara por lo cual como indica la literatura considerar áreas mayores a esta no siempre es viable.

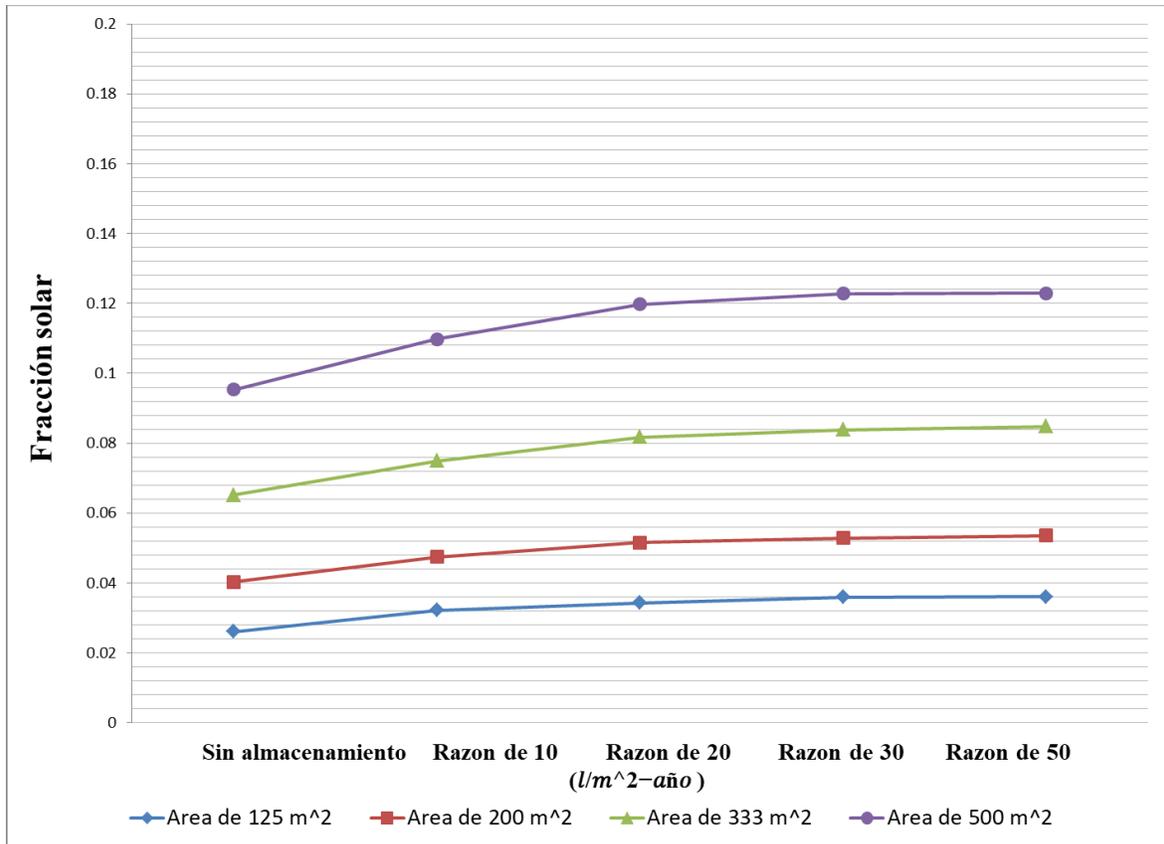


Figura 4. 4 Fracción solar anual respecto al área de colección y razón volumétrica del circuito2.

Al igual que en la Figura 4.3, en la Figura 4.4 se muestra los puntos de cambio de la fracción solar de cada área con respecto a las razones volumétricas. La razón volumétrica de 20 y 30 l/m^2 -año son los puntos con mejores resultados presentados, después de estos punto los valores no tienen un cambio significativo, respecto a las áreas que tienen un mejor comportamiento son las 200 a 333 m^2

Analizando las Figuras 4.3 y 4.4, se seleccionaron para el Circuito1 y 2, una razón volumétrica de 20 l/m^2 -año para realizar las simulaciones y obtener las fracciones solares óptimas.

4.3 Alcance del sistema propuesto

Una vez que verificado el funcionamiento de la plataforma TRNSYS, y debido a que entre los objetivos está establecido el diseño de un sistema de generación de vapor híbrido para una ciudad con clima seco, se realizó la simulación con las condiciones climáticas de la ciudad de Hermosillo, Sonora.

Una vez establecida la ciudad, se elaboraron tres tablas graficas que contienen información relacionada con el área de colección, razones volumétricas y volumen del tanque. Las tablas son para un índice de demanda de vapor de 1.98 ton/h a 250°C y 36 bares. En la Figura 4.5 se muestra la fracción solar y la ganancia útil de energía que aporta al sistema el circuito1 y la Figura 4.6 muestra lo que aporta el circuito2, mientras que la Figura 4.7 muestra la información de la fracción solar y la ganancia de energía que aporta el sistema híbrido de generación de vapor.

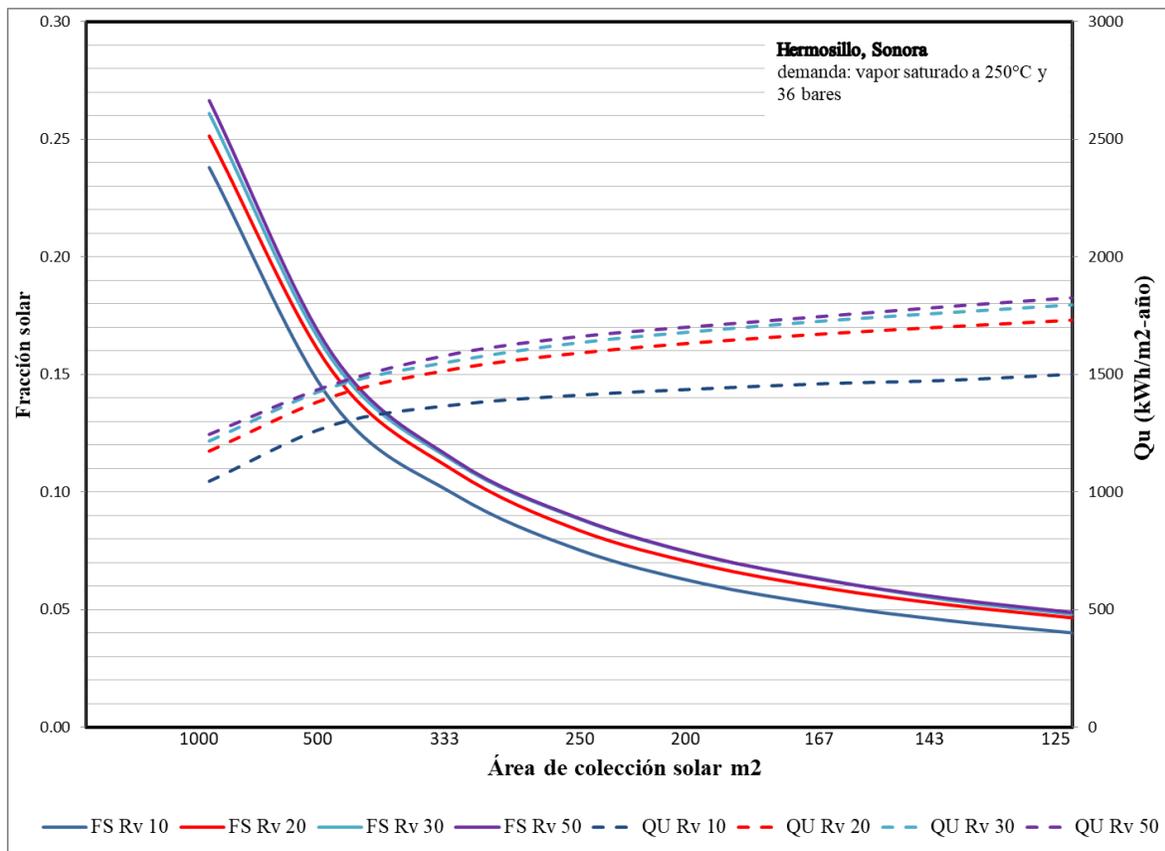


Figura 4. 5 Nomograma del circuito 1 de Hermosillo, Sonora

En la Figura 4.5 se muestra la fracción solar y la cantidad de ganancia útil que se puede obtener con áreas desde 125 m^2 hasta 1000 m^2 del Circuito1 equivalente al lado del precalentamiento de agua. La razón volumétrica más representativa es de $20 \text{ l/m}^2\text{-año}$ coincidiendo con el resultado de la Figura 4.3 con mayor razón de cambio y considerando las razones de 30 y $50 \text{ l/m}^2\text{-año}$ siendo las menos eficientes.

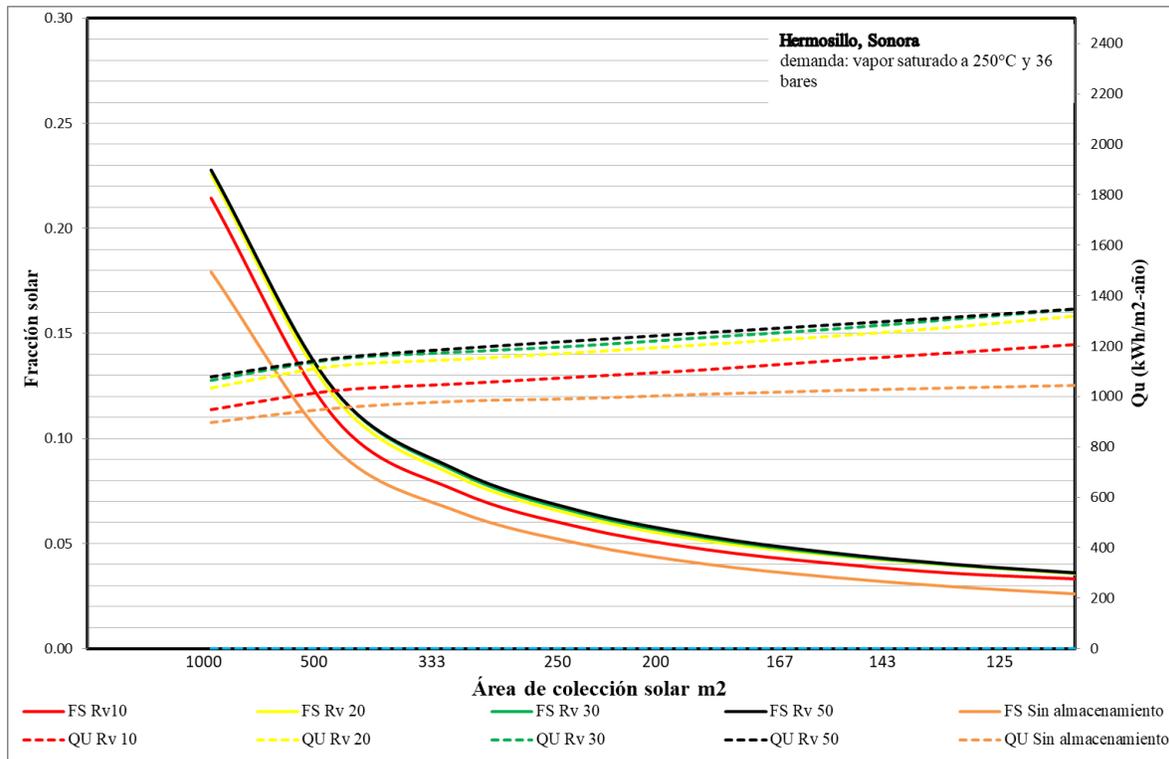


Figura 4. 6 Nomograma del lado del circuito2 de Hermosillo, Sonora.

En la Figura 4.6 se muestra la fracción solar y la cantidad de ganancia útil que se puede obtener con áreas desde 125 m^2 hasta 1000 m^2 del Circuito 2, del lado con tecnología cilindro parabólica. La razón volumétrica más representativa es de 10 y $20 \text{ l/m}^2\text{-año}$ coincidiendo con el resultado de la Figura 4.4 con mayor razón de cambio y considerando las razones de 30 y $50 \text{ l/m}^2\text{-año}$ siendo las menos eficientes debido a que su razón de cambio es pequeña.

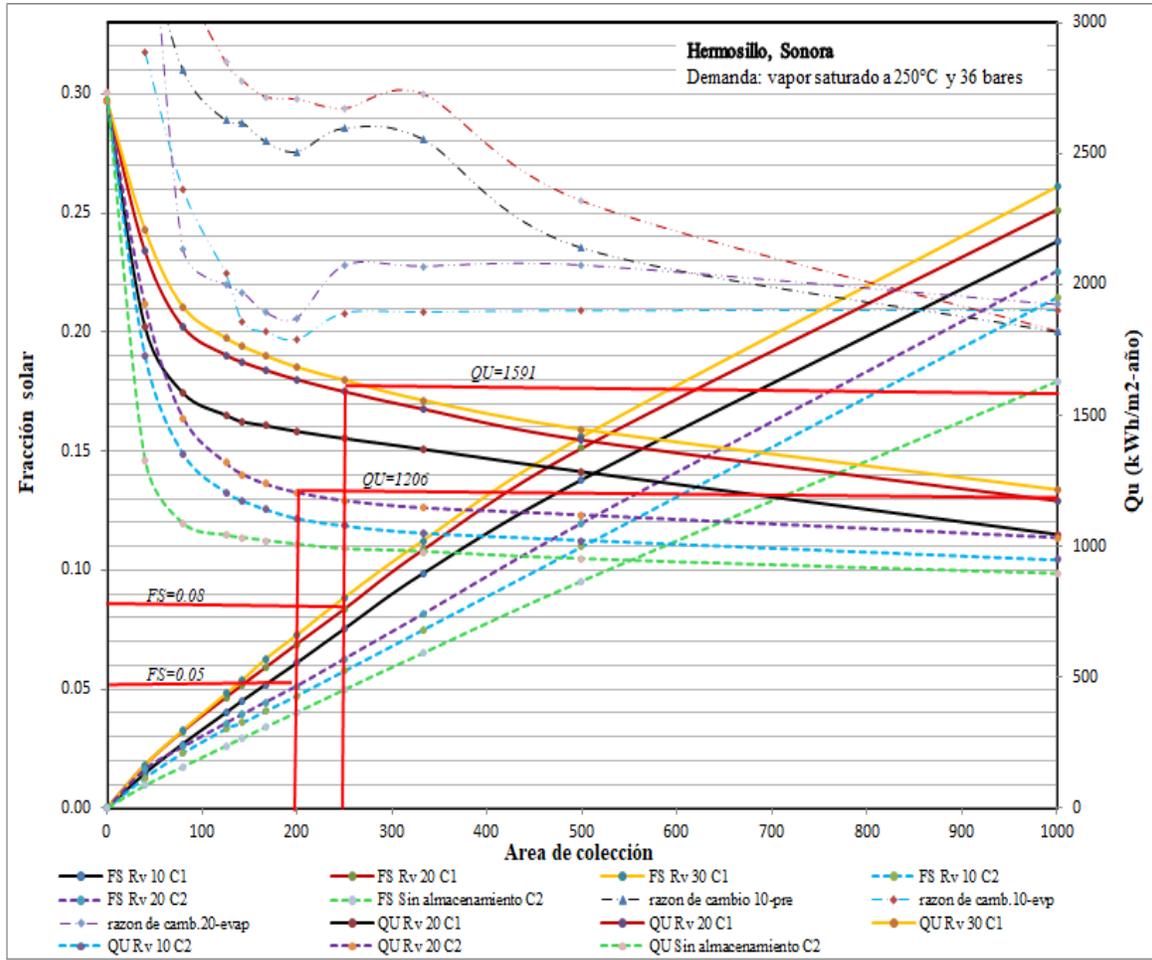


Figura 4. 7 Nomograma de generación de vapor para Hermosillo, Son.

En la Figura 4.6 se puede observar que el sistema híbrido de generación de vapor aplicado para la ciudad de Hermosillo, la fracción solar y la cantidad de ganancia útil que se puede obtener con áreas de 200 m² de colectores cilindro parabólico con un razón volumétrica de 20 l/m²-año, la cual al multiplicar por el área y convertir a m³ se obtiene un tanque de almacenamiento de 4 m³ y un área de 250 m² de placa plana con un tanque de almacenamiento de 5 m³ son de una fracción solar de 0.08 y una potencia anual de 1206 kWh/m²-año para la tecnología cilindro parabólico y para la tecnología de placa plana 0.05 con una potencia anual de 1591 kWh/m²-año.

4.4 Discusión del sistema propuesto

En la Figura 4.7 se observa que a medida que se aumenta el área de colección aumenta la fracción solar, pero la cantidad de energía ganada por unidad de área decrece. Es de observar que, el

volumen del tanque de almacenamiento depende del perfil de demanda diaria que se requiera, por lo que se debe realizar una tabla grafica para cada perfil de carga. En la Tabla 4.1 se muestra el dimensionamiento del sistema híbrido que se obtuvo como resultado para la simulación considerada.

Tabla 4. 1 Dimensionamiento del sistema híbrido.

| Hermosillo | Área de colección (m ²) | Volumen del tanque de almacenamiento (m ³) | Fracción solar | Ganancia solar (kWh / (m ² año)) |
|------------|-------------------------------------|--|----------------|---|
| Circuito1 | 250 | 5 | 0.08 | 1591 |
| Circuito2 | 200 | 4 | 0.05 | 1206 |
| total | | | 0.13 | 2797 |

En la Figura 4.8 se representan el proceso de evaporación con el sistema híbrido, se muestra que a la entrada del agua se tiene una temperatura de 30°C, la cual es enviada por una bomba al intercambiador2 y le es cedida energía el agua aumenta su temperatura para ser transportada a un calentador auxiliar el cual eleva su temperatura a 103° C, para ser evaporado a presión atmosférica, posteriormente es enviada al evaporador en el cual el aceite térmico le cede energía y aumenta su temperatura a 250°C. Con lo anterior se muestra que a la salida del evaporador se tiene vapor, mientras que la Figura 4.9 muestra que se tiene vapor saturado se realiza un análisis considerando la temperatura y la entropía dando como resultado que al final del evaporador se tiene vapor saturado.

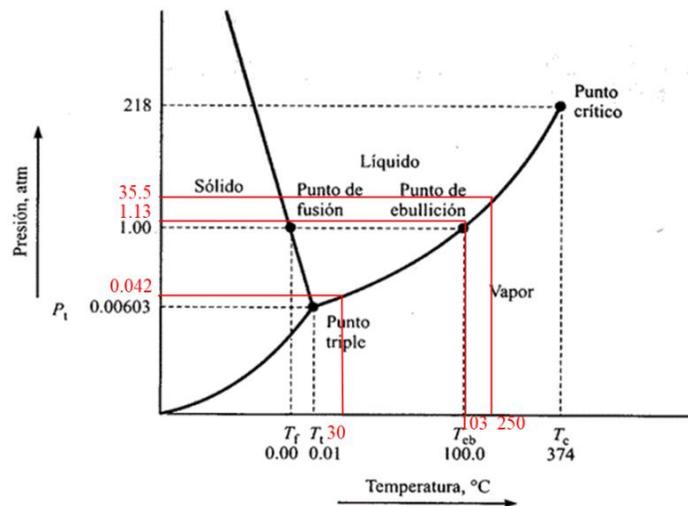


Figura 4.8. Diagrama P-T de evaporación.

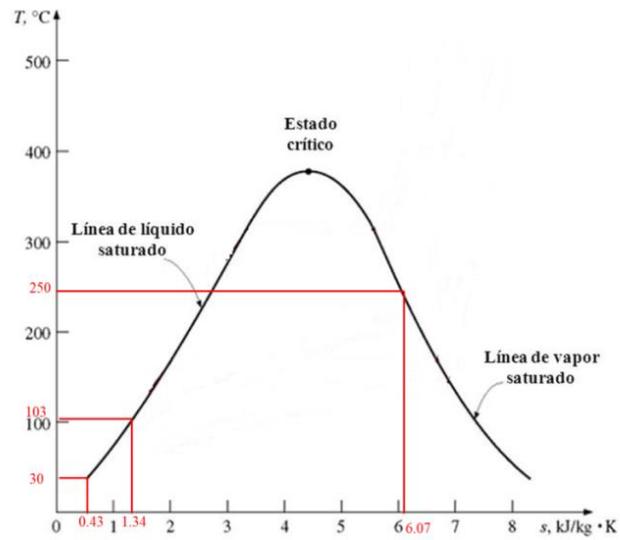


Figura 4.9. Diagrama T-S del sistema de evaporación.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

En este capítulo se presentan las conclusiones de la tesis y las recomendaciones para trabajos futuros con el fin de continuar con la línea de investigación de los sistemas de captación solar para la generación de vapor con sistemas híbridos.

5.1 Conclusiones

- a) Para el circuito1 de tecnología de placa plana la razón volumétrica de $20 \text{ l/m}^2\text{-año}$ es el punto en el que se da el mayor cambio, después de este punto los valores cambian muy poco, las áreas que presentan un mejor comportamiento son las de 200 a 333 m^2 . Es de observar que, aunque el área de 500 m^2 proporcione mayores fracciones solares, se tienen que tomar en consideración el espacio disponible del lugar en el que serán instalados, así como el tanque de almacenamiento que se considerara por lo cual como indica la literatura considerar áreas mayores a esta no siempre es viable.
- b) Para el circuito2 de tecnología de colectores cilindro parabólicos, la razón volumétrica de 20 y $30 \text{ l/m}^2\text{-año}$ es el punto en el que se da la mayor razón cambio, después de este punto los valores no tienen un cambio significativo, las respectivas áreas son de 200 a 333 m^2
- c) El sistema híbrido de generación de vapor obtenido se compone de un área de 200 m^2 de colectores cilindro parabólico con un tanque de almacenamiento de 4 m^3 y un área de 250 m^2 de placa plana con un tanque de almacenamiento de 5 m^3 .
- d) Para el mes de junio equivalente al verano considerando la radiación solar se tiene un periodo de operación diario de 13 horas, mientras que para el mes de diciembre equivalente al invierno se tiene un periodo de operación de 12 horas al día.
- e) El sistema híbrido aplicado en la ciudad de Hermosillo da como resultado una fracción solar de 0.8 y una potencia anual de $1206 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$ para la tecnología cilindro parabólico y para la tecnología de placa plana 0.5 con una potencia anual de $1591 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$.
- f) El tanque de almacenamiento permite reducir el aporte del calentador auxiliar en 13%.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros

- a) Elaborar mapas de diseño donde se consideren los costos nivelados de la energía, el tiempo de retorno de la inversión y la tasa interna de retorno del sistema híbrido para la generación de vapor.
- b) Ampliar la cobertura de estudio considerando el cambio de fase en el tubo absorbedor del sistema de generación de vapor para tener un mejor control de la generación de vapor.
- c) Realizar un estudio considerando la variación de presiones en la generación de vapor.
- d) Realizar la variación de perfiles de carga para observar el comportamiento térmico del sistema en distintos escenarios
- e) Ampliar la investigación a otras ciudades con diferentes climas para observar las ventajas o desventajas que pueda traer consigo.

Bibliografía

- Abdelhady, S., Borello, D., & Tortora, E. Design of a small scale stand-alone solar thermal co-generation plant for an isolated region in Egypt. *Energy Conversion and Management*, 88, 872–882, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.066>
- Adeyuyi, A. O., & Awodumi, O. B. Renewable and non-renewable energy-growth-emissions linkages: Review of emerging trends with policy implications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69(November 2016), 275–291, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.178>
- Aguilar-Gastelum, P. F. (2013). *Estudios del Efecto de la Concentración Solar en la Distribución del Flujo en Tuberías Paralelas de un Sistema de Colectores Cilindro Parabólicos*(tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Cuernavaca, Morelos.
- Alemán, Nava, G. S., Casiano-Flores, V. H., Cárdenas-Chávez, D. L., Díaz-Chavez, R., Scarlat, N., Mahlkecht, J., ... Parra, R. Renewable energy research progress in Mexico: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 140–153, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.004>
- Alguacil, M., Prieto, C., Rodríguez, A., & Lohr, J. Direct steam generation in parabolic trough collectors. *Energy Procedia*, 49, 21–29, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.003>
- Astolfi, M., Xodo, L., Romano, M. C., & Macchi, E. Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle. *Geothermics*, 40(1), 58–68, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2010.09.009>
- Baniassadi, A., Momen, M., & Amidpour, M. A new method for optimization of Solar Heat Integration and solar fraction targeting in low temperature process industries. *Energy*, 90, 1674–1681, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.128>
- Baños, R., Manzano-Agugliaro, F., Montoya, F. G., Gil, C., Alcayde, A., & Gómez, J. Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4), 1753–1766, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.12.008>
- Bhutka, J., Gajjar, J., & Harinarayana, T. Modelling of Solar Thermal Power Plant Using Parabolic Trough Collector. *Journal of Power and Energy Engineering*, 4(August), 9–25, 2016.
- Biencinto, M., González, L., & Valenzuela, L. A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS. *Applied Energy*, 161, 133–142, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.10.001>
- Chen, Z., Furbo, S., Perers, B., Fan, J., & Andersen, E. Efficiencies of flat plate solar collectors at different flow rates. *Energy Procedia*, 30, 65–72, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.11.009>
- Cruz, J. A. M. (2013). *Diseño de un concentrador solar lineal tipo fresnel de baja entalpia para calor de procesos* (tesis de maestría). Universidad veracruzana, facultad de ingeniería eléctrica. Veracruz.

Desai, N. B., Bandyopadhyay, S., Nayak, J. K., Banerjee, R., & Kedare, S. B. Simulation of 1MWe Solar Thermal Power Plant. *Energy Procedia*, 57, 507–516, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.204>

Dilip Ahuja and Marika Tatsutani. Sustainable energy for developing countries. *S.A.P.I.EN.S. (Surveys and Perspectives Integrating Environment and Society)*, 2.1, 1–48, 2008. <https://doi.org/10.2307/1926992>

Drosou, V., Valenzuela, L., & Dimoudi, A. A new TRNSYS component for parabolic trough collector simulation. *International Journal of Sustainable Energy*, 0(0), 1–21, 2016. <https://doi.org/10.1080/14786451.2016.1251432>

Duan, L., Yu, X., Jia, S., Wang, B., & Zhang, J. Performance analysis of a tower solar collector-aided fired power generation system. *ENERGY SCIENCE & ENGINEERING*, 5(1), 38–50, 2017. <https://doi.org/10.1002/ese3.147>

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *of Thermal Processes Solar Engineering*. New Jersey, E.U.A. John Wiley & Sons.

El Ghazzani, B., Martinez Plaza, D., Ait El Cadi, R., Ihlal, A., Abnay, B., & Bouabid, K. Thermal plant based on parabolic trough collectors for industrial process heat generation in Morocco. *Renewable Energy*, 113, 1261–1275, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.063>

Ellabban, O., Abu-Rub, H., & Blaabjerg, F. Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 748–764, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.113>

Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L., & Pérez, M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 1695–1721, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.03.012>

Frein, A., Calderoni, M., & Motta, M. Solar thermal plant integration into an industrial process. *Energy Procedia*, 48, 1152–1163, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.130>

Galiana, E. L. (2009). *Simulación mediante TRNSYS de un banco de ensayos de colectores solares térmicos. Implementación de nuevos componentes* (tesis de maestría). Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Colombia.

García, R. M. G. (2014). *Diseño mecánico del disco parabolico de un concentrador solar y la caracterizacion termica del receptor* (tesis para el grado de ingeniería). Universidad Nacional Autónoma de México. Ciudad Uiversitaria, México, D.F. México.

Giglio, A., Lanzini, A., Leone, P., Rodríguez García, M. M., & Zarza Moya, E. Direct steam generation in parabolic-trough collectors: A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74(January), 453–473, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.176>

Giovannetti, F., Horta, P., Marthy, H., Rittmann-Frank, M. H., Fahr, S., Kramer, K., ... Palmieri, V. IEA SHC Task 49 - Solar Process Heat for Production and Advanced Applications - Comparison of process heat collectors with respect to technical and economic conditions - Deliverable A.2.1. *SolarPaces*.1-36, 2016.

Gómez, H. S. (2018). *Diseño Térmico de un Sistema Híbrido de Concentración Solar de Pequeña Potencia* (tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.

He, Y.-L., Mei, D.-H., Tao, W.-Q., Yang, W.-W., & Liu, H.-L. Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle. *Applied Energy*, 97, 630–641, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.047>

Helmke, A., Hess, S., & Platzer, W. Suggestion for Reference Cases Subtask C2 Simulation, *solarPaces*. 1–16, 2016.

Horta, P. (7 de Julio de 2015). Solvapor: Solar heat integration in steam production for industrial processes, Session (1/4). Obtenido de Fraunhofer ISE: www.ise.fraunhofer.de

Hussain, A. The performance of a cylindrical solar water heater, *Renewable Energy*. 31, 1751–1763, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.09.010>

IEA-ETSAP, & IRENA. (2015). Solar heat for industrial processes -Technology Brief, (January), 37. Retrieved from www.irena.org/Publications

Iparraguirre, I., Huidobro, A., Fernández-García, A., Valenzuela, L., Horta, P., Sallaberry, F., ... Sanz, A. Solar Thermal Collectors for Medium Temperature Applications: A Comprehensive Review and Updated Database. *Energy Procedia*, 91, 64–71, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.173>

Jamel, M. S., Abd Rahman, A., & Shamsuddin, A. H. Advances in the integration of solar thermal energy with conventional and non-conventional power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 71–81, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.027>

Jebasingh, V. K., & Herbert, G. M. J. A review of solar parabolic trough collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1085–1091, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.043>

Kalogirou, S. The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4), 337–361, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)

Kalogirou, S. A. Solar thermal collectors and applications, *Renewable Energy* (Vol. 30), 231-295 2004. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>

Kalogirou, S. A., & Papamarcou, C. Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation, *Renewable Energy*. 21.471-493, 2000.

Kane, M., Larrain, D., Favrat, D., & Allani, Y. Small hybrid solar power system. *Energy*, 28(14), 1427–1443, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(03\)00127-0](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(03)00127-0)

Li, Y., & Yang, Y. Thermodynamic analysis of a novel integrated solar combined cycle. *Applied Energy*, 122, 133–142, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.02.017>

Madridsolar. Guía de la Energía Solar. *La suma de todos*. 26 (Vol. 7). p.66. 2006

Malagueta, D., Szklo, A., Soria, R., Dutra, R., Schaeffer, R., & Moreira Cesar Borba, B. S. Potential and impacts of Concentrated Solar Power (CSP) integration in the Brazilian electric power system. *Renewable Energy*, 68, 223–235, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.01.050>

Malato, S., Blanco, J., Vidal, A., & Richter, C. Photocatalysis with solar energy at a pilot-plant scale: An overview. *Applied Catalysis B: Environmental*, 37(1), 1–15, 2002. [https://doi.org/10.1016/S0926-3373\(01\)00315-0](https://doi.org/10.1016/S0926-3373(01)00315-0)

Malayeri, M. R., Zunft, S., & Eck, M. Compact field separators for the direct steam generation in parabolic trough collectors: An investigation of models. *Energy*, 29(5–6), 653–663, 2004. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(03\)00174-9](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(03)00174-9)

Mekhilef, S., Saidur, R., & Safari, A. A review on solar energy use in industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4), 1777–1790, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.12.018>

Nieuwlaar, E., Roes, A. L., & Patel, M. K. Final Energy Requirements of Steam for Use in Environmental Life Cycle Assessment. *Journal of Industrial Ecology*, 20(4), 828–836, 2016. <https://doi.org/10.1111/jiec.12300>

Niknia, I., & Yaghoubi, M. Transient analysis of integrated Shiraz hybrid solar thermal power plant. *Renewable Energy*, 49, 216–221, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.01.028>

Panwar, N. L., Kaushik, S. C., & Kothari, S. Role of renewable energy sources in environmental protection: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1513–1524, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.037>

Pérez-Denicia, E., Fernández-Luqueño, F., Vilariño-Ayala, D., Manuel Montaña-Zetina, L., & Alfonso Maldonado-López, L. Renewable energy sources for electricity generation in Mexico: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78(January), 597–613, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.009>

Peterseim, J. H., White, S., Tadros, A., & Hellwig, U. Concentrated solar power hybrid plants, which technologies are best suited for hybridisation? *Renewable Energy*, 57, 520–532, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.02.014>

Peterseim, J. H., White, S., Tadros, A., & Hellwig, U. Concentrating solar power hybrid plants - Enabling cost effective synergies. *Renewable Energy*, 67, 178–185, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.11.037>

Popov, D., & Borissova, A. Innovative configuration of a hybrid nuclear-solar tower power plant. *Energy*, 125, 736–746, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.147>

Quijera, J. A., Alriols, M. G., & Labidi, J. Integration of a solar thermal system in canned fish factory. *Applied Thermal Engineering*, 70(2), 1062–1072, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.012>

Ramos, C., Beltran, J., & Ramirez, R. Advances on the development of the parabolic trough technology in Mexico. *Energy Procedia*, 57, 2090–2097, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.174>

Ramos, C., Ramirez, R., & Beltran, J. Potential assessment in Mexico for solar process heat applications in food and textile industries. *Energy Procedia*, 49, 1879–1884, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.199>

Ricardo Calvo, Daniel Gómez, F. M. (2013). *Diseño, construcción y evaluación teórico-experimental de la eficiencia de un colector solar de placa plana en Costa Rica* (Trabajo Final de Graduación de licenciatura). Ciudad Universitaria Rodrigo Facio. San Jose, Costa Rica.

Romero-hernandez, S., Romero-hernandez, O., Duarte Rodríguez-Granada, B., & Wood, D. Solar Energy Potential in Mexico's Northern Border States, *Woodrow Wilson International Center for Scholar*. (July), 27.1-30.2012 <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-087872-0.00204-3>

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 <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.001>

Schnitzer, H., Brunner, C., & Gwehenberger, G. Minimizing greenhouse gas emissions through the application of solar thermal energy in industrial processes. *Journal of Cleaner Production*, 15(13–14), 1271–1286, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2006.07.023>

SENER (Secretaría de energía). (2018). Caracterización del consumo final de energía en el sector agroindustrial. México. Recuperado de <http://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=temas>

Shang, W., & Deng, T. Solar steam generation: Steam by thermal concentration. *Nature Publishing Group*, 1(August), 1–2, 2016. <https://doi.org/10.1038/nenergy.2016.133>

Silva, R., Cabrera, F. J., & Pérez-García, M. Process heat generation with parabolic trough collectors for a vegetables preservation industry in Southern Spain. *Energy Procedia*, 48, 1210–1216, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.137>

Siva Reddy, V., Kaushik, S. C., Ranjan, K. R., & Tyagi, S. K. State-of-the-art of solar thermal power plants - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 258–273, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.06.037>

Soares, J., & Oliveira, A. C. Numerical simulation of a hybrid concentrated solar power/biomass mini power plant. *Applied Thermal Engineering*, 111, 1378–1386, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.180>

Sorrell, S. Reducing energy demand: A review of issues, challenges and approaches. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 74–82, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.002>

Sun, J., Liu, Q., & Hong, H. Numerical study of parabolic-trough direct steam generation loop in recirculation mode: Characteristics, performance and general operation strategy. *Energy Conversion and Management*, 96, 287–302.2015. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.080>

Thomas, A. Solar steam generating systems using parabolic trough concentrators. *Energy Conversion and Management*, 37(2), 215–245, 1996. [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(95\)00162-7](https://doi.org/10.1016/0196-8904(95)00162-7)

Villamil, A. A., Hortúa, J. E., & López, A. Comparison of thermal solar collector technologies and their applications Comparación de tecnologías de concentradores solares térmicos y sus aplicaciones, *TECCIENCIA*. 815(153), 27–35, 2013. <https://doi.org/10.18180/tecciencia.2013.15.3>

Villicaña-Ortiz, E., Gutiérrez-Trashorras, A. J., Paredes-Sánchez, J. P., & Xiberta-Bernat, J. Solar energy potential in the coastal zone of the gulf of Mexico. *Renewable Energy*, 81, 534–542, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.068>

Yadav, A., & Kumar, M. Experimental Study and Analysis of Parabolic trough Collector with Various Reflectors, *Engineering and Technology International Journal of Energy and Power Engineering* 7(12), 1-5-2013.

Zarza, E. (2003). *Generacion directa de vapor con colectores cilindro parabolicos Proyecto Direct Solar Steam* (Tesis_Doctoral_Zarza). Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros Industriales. Sevilla, España.

Zarza, E., Valenzuela, L., León, J., Hennecke, K., Eck, M., Weyers, H. D., & Eickhoff, M. Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. *Energy*, 29(5–6), 635–644, 2004. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(03\)00172-5](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(03)00172-5)