



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

INSTITUCIÓN:

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y
DESARROLLO TECNOLÓGICO



ESTUDIO DE LA COMBINACIÓN DE CAPTADORES
SOLARES CILÍNDRICO PARABÓLICOS CON
COLECTORES PLANOS PARA CALENTAMIENTO
SOLAR APLICABLE EN LA INDUSTRIA.

RESIDENTE

José Guillermo Farfán Caballero

M.C. Ignacio Arrijoa Cárdenas

ASESOR INTERNO

Dr. José Jassón Flores Prieto

ASESOR EXTERNO

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a 27 de Mayo de 2016

Contenido

Índice de figuras	II
Índice de tablas	III
Capítulo 1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Motivación	2
1.2 Revisión Bibliográfica	4
1.2.1 Colectores no concentradores.....	4
1.2.1 Colectores concentradores.....	5
1.3 Conclusiones de la bibliografía	7
1.4 Objetivos	8
1.4.1 Objetivo general	8
1.4.2 Objetivos específicos	8
1.4.3 Alcances.....	8
Capítulo 2 MODELADO DE SISTEMAS	9
2.1 Fundamentos teóricos	10
2.2 Casos de estudio.....	11
2.4 Modelo Matemático.....	11
2.4.1 Colectores solares	13
2.4.2 Colectores solares CCP	16
2.4.3 Intercambiadores de calor.....	16
Los intercambiadores de calor son analizados para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, U, el cual está dado por la ecuación 2.11	17
2.4.4 Termotanque estratificado	20
2.4.5 Calentador eléctrico auxiliar	22
2.4.6 Relación área de colección-volumen de almacenamiento	23
Capítulo 3.....	24
SIMULACIÓN	24
3.1 Generalidades del software TRNSYS.....	25
3.2 Elementos del modelo.....	25
3.2 Especificaciones del modelo.....	25
3.3 Simulación y metodología de solución en TRNSYS.	28
3.4.1 Balance de flujo másico.....	30

3.4.2 Balances de energía en elementos del modelo.....	31
3.4.3 Balances de energía en el intercambiador.....	33
3.4.4 Balances de energía en el almacén térmico.	33
3.4.5 Balances de energía en el calentador eléctrico.....	34
3.4.6 Tablas de diseño.	35
3.4.7 Construcción de nomogramas.....	35
Capítulo 4.....	38
4.1 Balances termodinámicos.	39
4.1.1 Balance de flujo másico.....	39
4.1.2 Balance de energía en elementos del modelo.	40
4.2 Tablas de diseño.	41
4.2.1 Construcción de nomogramas.....	41
Capítulo 5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	43
5.1 Conclusiones y recomendaciones.....	44
5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.....	44
 REFERENCIAS.....	 46

Índice de figuras

Número.	Descripción.	Pág.
	<i>Figura 1. 1 Tasa de consumo de energía en el sector industrial. Tomado de SENER, Secretaria de Energía</i>	<i>3</i>
<i>Figura 2. 1</i>	<i>Colector cilindro parabólico (CCP)</i>	<i>10</i>
<i>Figura 2. 2</i>	<i>Colector solar de placa plana</i>	<i>11</i>
<i>Figura 2. 3</i>	<i>Caso de referencia</i>	<i>12</i>
<i>Figura 2. 4</i>	<i>Modelo fisico</i>	<i>12</i>
<i>Figura 2. 5</i>	<i>Modelo matematico</i>	<i>14</i>
<i>Figura 2. 6</i>	<i>entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor</i>	<i>17</i>
<i>Figura 2. 7</i>	<i>Esquema de funcion de un intercambiador de calor</i>	<i>18</i>
<i>Figura 2. 8</i>	<i>entradas y salidas en termotanque de almacenamieto termico</i>	<i>21</i>
<i>Figura 2. 9</i>	<i>Balance para un nodo de termotanque estratificado.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 2. 10</i>	<i>entradas y salidas de temperatura y calor en un calentador electrico.....</i>	<i>23</i>

<i>Figura 3. 1 Perfil de carga con control On-Off por periodos de tiempos pre-seleccionados.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 3. 2 representación grafica del modelo del modelo de simulación.</i>	<i>29</i>
<i>Figura 3. 3 Análisis de flujo másico para cada elemento del sistema</i>	<i>32</i>
<i>Figura 3. 4 Balance de energía en el colector</i>	<i>33</i>
<i>Figura 3. 5 Comparativo de FrUL vs Qp</i>	<i>34</i>
<i>Figura 3. 6 Balance de energía en Intercambiador.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 3. 7 Balance de energía en el almacén térmico.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 3. 8 Temperaturas de la parte superior e inferior del termotanaque.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 3. 9 Balance energético en el calentador eletrico</i>	<i>36</i>
<i>Figura 3. 10 Nomograma de sistemas de colección para razones volumétricas de 10, 15, 20,30 y 70 L/m2*año.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 4. 1 Análisis de flujo másico para cada elemento del sistema.</i>	<i>40</i>
<i>Figura 4. 2 Balance de energía en el colector</i>	<i>41</i>
<i>Figura 4. 3 Comportamiento de FrUL vs Qp.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 4.4 Nomograma de sistemas de colección para razones volumétricas de 10, 15, 20,30 y 70 L/m2*año 70</i>	<i>42</i>

Índice de tablas

<i>Tabla 3.1 Característica del colector empleado</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 3.2 Características del colector empleado (CCCP)</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 3.3 Flujos y CP.....</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 3.4 Características de las bombas y el flujo a usar</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 3.5 Componentes empleados del sistema propuesto</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 3.6 Diferencias obtenidas con el programa de verificación y Graz, Austria</i>	<i>37</i>

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación

En el planeta en el que vivimos el uso de la energía se ha convertido en algo indispensable para la realización de las actividades humanas, lo cual ha generado una creciente demanda energética. El empleo de las diversas fuentes de energía para suplir estas necesidades ha sido un problema a través de los siglos, y esto se ha debido a que las fuentes que se utilizan en la actualidad son las que más impactan de forma ecológica. Entre las fuentes de energía que destacan en la actualidad están, la hidráulica, eólica, solar, biomasa, mareomotriz, geotérmica, mientras en las no renovables sobresalen el petróleo, carbón, gas natural y nuclear. Cabe mencionar que de la producción total de energía en el planeta, en la actualidad cerca del 66% del calor generado en el planeta es producido mediante combustibles fósiles. Datos indican que en el continente americano el calor generado por combustibles fósiles, representa el 88%, ([Horta, 2015](#)).

Ante la preocupación por conservar los recursos naturales y disminuir los efectos de gases invernadero ha surgido la necesidad de incrementar el uso de fuentes de energías alternas, de las cuales la energía solar ha iniciado a destacar. Al principio su uso se limitaba al calentamiento de agua para uso doméstico y se limitaba el sector industrial el cual requiere una temperatura de (80 -240 °C). El cual considera que del 66% del calor generado en el planeta, este sector usa el 45% de calor.

La energía solar se puede aprovechar mediante captadores de placa plana o captadores de concentración, dependiendo de la aplicación para la que se requiera. Esta última puede ser mediante captadores cilindro-parabólicos (CCP), los cuales tienen la particularidad de concentrar la energía solar directa de manera lineal, lo que permite aplicaciones de medianas y altas temperaturas. Por lo que en la actualidad se ha dedicado investigaciones para el uso de estos, siendo de mucho interés la generación directa de vapor, ya que esta parte aún está en proceso de desarrollo, lo cual permite un amplio campo de investigación, esto con la idea de mejorar los sistemas actuales de captación solar y disminuir el uso de las calderas, lo cual conllevaría a disminuir el uso de aceites térmicos, ya que su uso son de costos elevados.

En México el consumo energético en el sector industrial también es considerable, este sector es el segundo mayor consumidor de energía en el país, significando el 28.8 % del consumo total. La demanda energética para calentamiento en México, ya sea vapor y/o agua caliente,

representa el 24% de la energía que consumieron las empresas con demandas contratada mayor que 1000 KW. Datos obtenidos de la SENER, en el 2014 el consumo nacional de energía fue de 8,624.261 PJ. Como se mencionó, el sector industrial es uno de los sectores que ejerce mayor demanda. Los rubros del sector industrial que consumen mayor energía son; la siderurgia, química, petroquímica, cemento, con una tasa arriba de 100,000 PJ, como se puede observar en la Figura 1.1. Cabe destacar que los sectores con mayor demanda de vapor son el textil, lavado, química y construcción entre otras (SENER 2016). En la escala mundial se ha estimado que el calor obtenido con tecnología solar-térmico para la industria para el 2050 puede llegar a ser de 5.6 EJ/año.

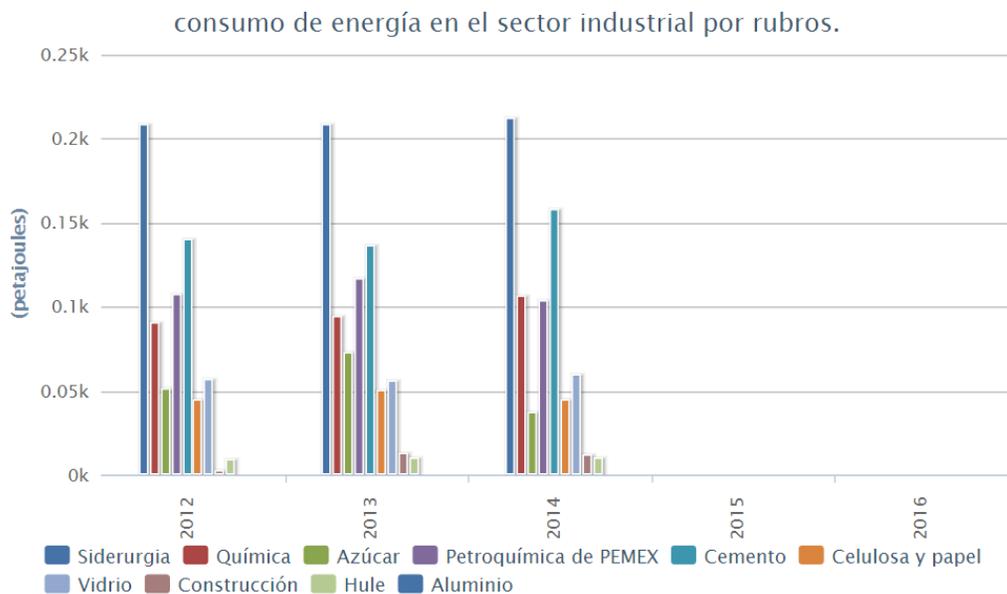


Figura 1. 1 Tasa de consumo de energía en el sector industrial. Tomado de SENER, Secretaria de Energía

La cantidad de energía que el sol vierte diariamente sobre la tierra es diez mil veces mayor que la que se consume al día en todo el planeta ([Guía de la energía solar 2006](#)).

El vapor es uno de los fluidos industriales más usados del mundo. Aproximadamente el 90% de la electricidad se produce con vapor. Además el vapor también se usa para esterilizar el

instrumental quirúrgico y los residuos de hospitales, así como purificar el agua y realizar procesos industriales (NCYT Amazings 2016).

Siendo entonces un fluido muy necesario, el cual su producción con combustibles fósiles pone en riesgo la vida, por lo que se han dedicado investigaciones a su producción a través del sol, conocido como vapor solar.

1.2 Revisión Bibliográfica

En esta sección se presenta un estudio de diversas fuentes relacionadas con 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 interesante, mismos que se mencionan a continuación.

1.2.1 Colectores no concentradores.

Dagdougui et al. (2011) los autores realizaron una investigación teórico-experimental sobre los modelos existentes de transferencia de calor para colectores convencionales de placa plana, con el objetivo de rediseñar y mejorar la eficiencia de estos. Primero desarrollaron y ejecutaron un modelo de transferencia de calor basándose en modelos ya existentes, después evaluaron las formas más óptimas y sus eficiencias tomando en cuenta parámetros como el diámetro de las tuberías y la cantidad de flujo de masa. El autor en sus resultados encontró una relación entre el área y la eficiencia. También el autor recomienda determinar una razón de flujo conveniente para mantener una buena eficiencia y temperatura adecuada.

Ziquian et al. (2012) los autores 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. Primero realizaron pruebas de simulaciones utilizando el software sSoleft, posteriormente las comprobaron de forma experimental en el laboratorio de la prueba 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 2 a 3-% en la eficiencia, demostrando que el de tecnología ETFE es el más adecuado de acuerdo al autor.

[*Alvares et al. \(2004\)*](#) los autores diseñaron, construyeron y evaluaron un nuevo modelo de colector solar usando materiales reciclables de latas de aluminio, con el objetivo de elevar su eficiencia. Primero obtuvieron los parámetros requeridos para el diseño del modelo de simulación, con la técnica de modelos finitos y un código computacional, posteriormente para encontrar el flujo adecuado realizaron un estudio hidrodinámico, finalmente realizaron pruebas experimentales del 8 al 27 de agosto del 2012, tomando cinco sesiones de datos diarios, dos antes del mediodía, una al medio día y dos después del mediodía, con un flujo de masa de 0.033 kg/s. La eficiencia resultó de 74 %, ubicándose entre los tres mejores, de los ocho colectores analizados.

[*Iñigo et al. \(2015\)*](#) realizaron una investigación de estudio sobre los colectores existentes y generaron 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. Obteniendo 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 se utilizan para calor de procesos industriales.

1.2.1 Colectores concentradores.

Un colector concentrador es un tipo de colector solar capaz de concentrar la energía solar en un área reducida, aumentando la intensidad energética.

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

México la generación de vapor de forma directa mediante dispositivos de concentración solar es factible.

[Alguacil et al. \(2014\)](#) construyeron, operaron y evaluaron un sistema demostrativo de generación directa de vapor solar, con tecnología cilindro-parabólico de 8 MWht, con un área de captación de 800 m^2 , en San Lucar la mayor, Sevilla, España. Los autores dividiendo su investigación en dos etapas, en la primera evaluaron el tubo receptor a temperatura de 450°C , y en la segunda a 550°C . El tubo receptor se implementó con un recubrimiento avanzado, y observaron que el tubo no presento 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.

[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 550 m^2 , en Almería España. En la primera se diseñó y evaluó el sistema en operación, mientras que la segunda 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.

[Malayeri et al. \(2004\)](#) realizó 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. El autor seleccionó y analizó las investigaciones realizadas por otros autores y comprobó las fracciones de flujo, observando que el separador tipo T es el más simple y de mayor eficiencia. También se observó que para generar vapor de calidad se necesita un buen separador de mezclas, ya que

contribuye a un aumento en la eficiencia y reduce costos. El autor recomienda realizar investigaciones más amplias sobre el comportamiento térmico del separador.

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 tres Mpa, de 30 °C en una presión de seis Mpa y 7.8 °C en una presión de diez Mpa. El autor recomendó para la obtención de resultados más exactos trabajar con presiones mayores a 6 Mpa. Este trabajo contribuyó con una nueva herramienta para la integración en una planta solar térmica.

1.3 Conclusiones de la bibliografía

Después de la revisión bibliográfica de la simulación de sistema de colección solar se puede concluir que estos sistemas en la actualidad están generando un porcentaje elevado de fracción solar con lo cual es posible determinar que reducen considerablemente el uso de combustibles fósiles, para la producción de calor en diversos procesos industriales. Con el transcurso de los años, los colectores han sido modificados con la finalidad de evaluar y mejorar el rendimiento del sistema a lo que también se han aplicado modificaciones en su diseño.

Las aplicaciones que más destacan en procesos industriales se concentran en lo que es el calentamiento de agua y producción de vapor, así como la mayor parte de investigaciones se han desarrollado en zonas de Europa y esto debido a sus condiciones meteorológicas. Los sectores que mayor de manda de calor de procesos son, la siderurgia y la química.

Cabe mencionar que los sistemas de captación solar enfocados en el uso industrial se han diseñado para áreas de colección que van desde 200 hasta 800 m^2 con colectores de placa plana, tubos de vacío y concentradores parabólicos.

Finalmente la mayor parte de estudios que se han dedicado en los últimos años al área industrial, se han enfocado en los concentradores, sin embargo muy pocos de estos se han dedicado a la industria mexicana, lo cual lo convierte en un campo de estudio muy amplio.

El uso de TRNSYS® para el diseño de sistemas de colección solar ha sido utilizado por una cantidad considerable de investigadores, ya que proporciona las herramientas necesarias para realizar los cálculos, siendo el único problema la cantidad de lugares con los que cuenta, mas sin embargo es un software muy completo para diseñar y realizar simulaciones.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Realizar el dimensionamiento de un sistema de captación solar para producción de vapor, considerando las capacidades y condiciones de operación de un sistema representativo de los utilizados actualmente en la industria mexicana.

1.4.2 Objetivos específicos

- Identificar si se han realizado investigaciones para la generación directa de vapor en México.
- Identificar los intervalos de temperatura de trabajo de las industrias mexicanas.
- Recabar datos de las capacidades y condiciones de operación de un sistema representativo utilizado en la actualidad dentro de la industria Mexicana.
- Desarrollar una plataforma de simulación basada en el programa TRNSYS
- Analizar la factibilidad del implemento de sistemas de captación solar en la industria mexicana.

1.4.3 Alcances.

Con uso de TRNSYS 16 se simulará la combinación de un captador solar cilindro-parabólico con un colector plan, para la producción de vapor, con lo cual se observara la eficiencia que puede presentar este sistema al incorporarse a la industria mexicana.

Capítulo 2

MODELADO DE SISTEMAS

2.1 Fundamentos teóricos

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

Captador solar es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía radiada por el sol y convertirla en energía térmica.

Colector cilindro parabólico, es un captador solar con concentrador, el cual está compuesto básicamente por un espejo cilindro parabólico que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo aborvedor colado en el eje focal de la parábola, como se puede observar en la Figura 2.1.

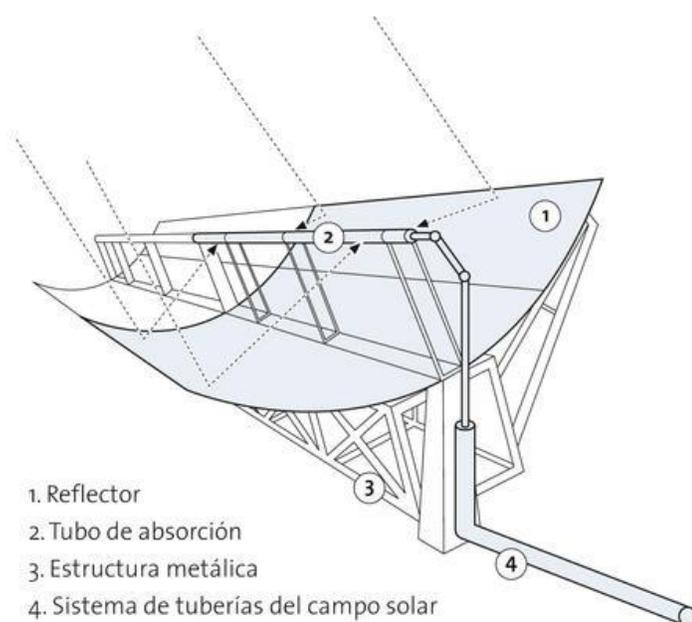


Figura 2. 1 Colector cilindro parabólico (CCP)

Colector de placa plana, es el aparato más representativo de la tecnología solar fototérmica, y es éste el elemento más importante de los calentadores solares. Su principal aplicación es en el calentamiento de agua, aunque también se utiliza para secar productos agropecuarios

mediante el calentamiento de aire y para destilar agua en comunidades rurales, como se puede observar en la Figura 2.2.

Un colector plano solar está constituido básicamente por:

- 1.- Marco de aluminio o metálico.
- 2.- Cubierta transparente, si se trata de vidrio debe tener bajo contenido en fierro.
- 3.- Placa térmica colectora. Enrejado con aletas de cobre.
- 4.- Cabezales de alimentación y descarga de agua.
- 5.- Aislante térmico como poliéster, lana mineral, fibra de vidrio, etc.
- 6.- Caja del colector, galvanizada

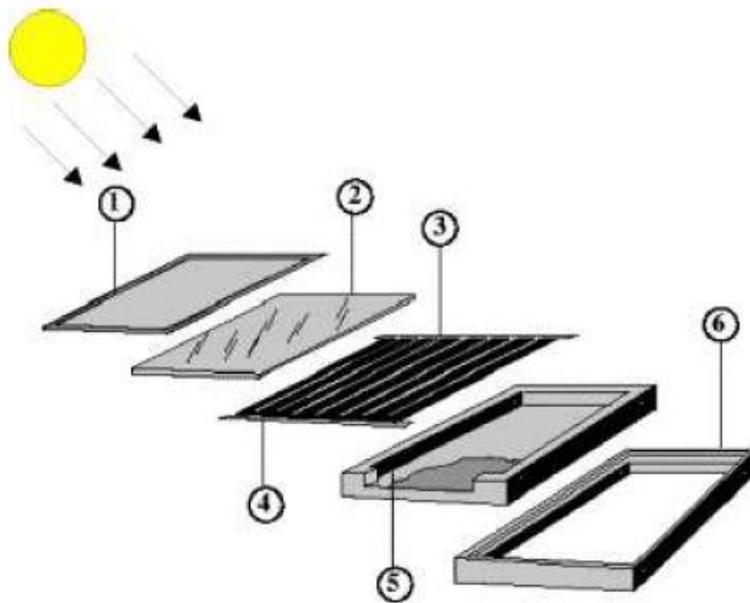


Figura 2. 2 Colector solar de placa plana.

2.2 Casos de estudio

En la Figura 2.4 se describe el caso de estudio a) CCP después de un sistema de precalentamiento con calentador eléctrico. El sistema tiene dos intercambiadores con coeficiente de transferencia de calor de 24000 W/K para dos fluidos distintos, el primero es con una mezcla de tipo agua/glicol y el segundo intercambiador se trabaja con agua tratada únicamente. Este sistema consta de tres mallas de trabajo. En el caso de estudio se coloca un Colector cilindro parabólico (CCP) después del sistema de precalentamiento, con el objetivo de elevar la temperatura y realizar el calentamiento para producción de vapor.

El sistema incorpora energía solar en forma de calor de precalentamiento de agua. La temperatura de trabajo es de 90°C para un proceso industrial de producción. El sistema se compone de tres circuitos instalados en forma de mallas, los cuales son señalados en la Figura 2.4 modelo físico.

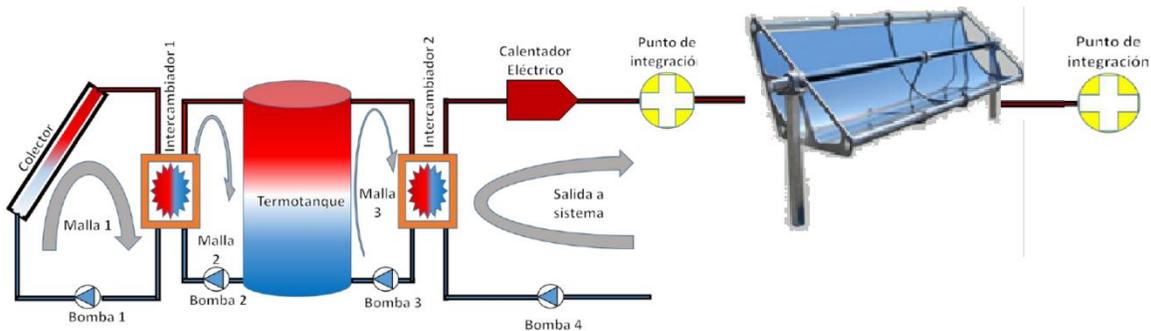


Figura 2. 4 Modelo físico

El primer circuito se compone de un sistema de dispositivos de colección solar (colectores/captadores solares), un elemento de intercambio de calor y una bomba hidráulica encargada de circular el fluido de trabajo (agua-etilenglicol), la mezcla es bombeada con dirección a los dispositivos de colección, enseguida, la temperatura del fluido eleva su temperatura como efecto de la transmisión de energía en forma de calor desde los elementos de colección, en seguida, el fluido es llevado al elemento de intercambio de calor donde por las propiedades de este elemento y por el paso de un fluido con distinta temperatura la temperatura del fluido de la primera malla disminuye y retorna a la bomba.

La segunda etapa o malla recibe el fluido con una temperatura más elevada a la salida del intercambiador de calor y el fluido es transportado hacia la entrada superior del almacén térmico, al interior del almacén el fluido cede calor por conducción con el fluido que ingresa por la parte inferior del termostato como efecto de este fenómeno la salida en parte inferior del almacén térmico es agua con una temperatura más baja que a su entrada, ese fluido con menor temperatura vuelve al circuito a través del movimiento que le genera la bomba para ser calentada y repetir el ciclo de trabajo.

La tercera malla está compuesta por otro dispositivo de transferencia de calor, una bomba hidráulica y contempla las salidas del almacén térmico. En esta malla, la temperatura se regula y genera que a la salida del almacén por la parte superior el fluido aumente su

temperatura, el fluido con la cantidad de calor ganada ingresa al elemento de transferencia de calor, ahí, el líquido frío es devuelto a la bomba para que está ingrese por la parte inferior del almacén. El proceso incorpora el agua precalentada desde la salida del dispositivo de transferencia a un calentador convencional que eleva la temperatura del agua a un nivel deseado para así integrarla a un concentrador cilindro parabólico en cual elevara la temperatura para calentamiento del líquido y posteriormente integrarla al proceso, a este último punto se le conoce como punto de integración del proceso.

2.4 Modelo Matemático

El modelo matemático del sistema de generación de vapor de forma directa se integra con una serie de modelos secuenciados obtenidos de balances de energía en cada elemento que forma el sistema. Los modelos de cada elemento se resuelven mediante el acoplamiento de un sistema de ecuaciones que se resuelve matricialmente. En este caso el software TRNSYS 16 integra la matriz de manera automática y entrega los resultados en términos de temperaturas, flujos de calor o cargas térmicas. El software integra secuencialmente los distintos componentes una vez que se agregan las características de cada elemento.

Como ya se mencionó en la Sección 2.2, el sistema está compuesto por colectores solares, intercambiadores de calor, tanque de almacenamiento y calentadores eléctricos. A continuación se describen los modelos de cada elemento.

2.4.1 Colectores solares

El colector solar tiene la capacidad de transformar la radiación solar en calor, conducir el calor y cederlo a un fluido caloportador. En este proceso parte de la energía solar se pierde al ambiente.

Para el análisis del comportamiento de un colector se considera la primera ley de la termodinámica para estado permanente, con la cual se puede llegar a la ecuación (2.1).

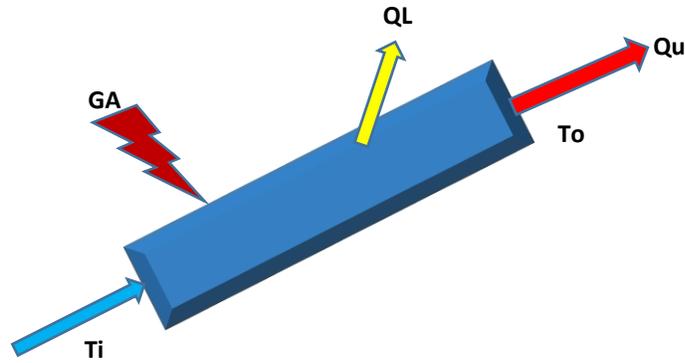


Figura 2. 5 Modelo físico

$$G_A = Q_U + Q_L \left(\frac{KJ}{Hr} \right) \quad (2.1)$$

donde G_A es la cantidad de energía aportada por radiación solar, Q_u es la cantidad de calor ganado útil y Q_L es el calor perdido a los alrededores. Despejando de la Ecuación 2.1 se tiene la Ecuación 2.2.

$$Q_L = G_A - Q_U \quad (2.2)$$

Por otro lado, de acuerdo a la ley del enfriamiento de Newton, y al modelo reportado en Duffie & Beckman 1981, Q_L es igual al producto del factor de remoción, el coeficiente global de pérdidas de calor y la diferencia de la temperatura media en el colector (T_{MED}) y la temperatura ambiente (T_A), que se puede escribir de acuerdo a:

$$Q_L = F_R U_L (T_{MED} - T_A) \quad (2.3)$$

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:

$$T_{MED} = \frac{T_{Sal} - T_{Ent}}{2} \quad (2.4)$$

Sustituyendo la Ecuación 2.3 en la Ecuación 2.2 se obtiene que:

$$F_R U_L (T_{MED} - T_A) = Q_{IN} - Q_U \quad (2.5)$$

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

$$F_R U_L = \frac{Q_{in} - Q_U}{T_{MED} - T_A} \left(\frac{KJ}{hr * K} \right) \quad (2.6)$$

Un colector está compuesto por tres coeficientes característicos para poder 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.

$$F_R U_L \sim a_1 \quad (2.6)$$

Una vez 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/hr .

Estos coeficientes se obtienen despejando la ecuación 2.1 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:

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

Al dividir toda la ecuación 2.8 entre encontramos la eficiencia:

$$\eta = \frac{Q_U}{G} = \frac{G\tau\alpha - (U_L(T_P - T_a) + Q_u)}{G} \quad (2.9)$$

Eficiencia:

$$\eta = F_R \tau_a - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G} + \frac{F_R U_L (T_i - T_a)^2}{G} \quad (2.10)$$

Donde $F_R \tau_a$ es el coeficiente de ganancias a_0 , $\frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G}$ es el coeficiente de pérdidas a_1 y $\frac{F_R U_L (T_i - T_a)^2}{G}$ es el factor de corrección a_2 . El conocimiento de estos coeficientes es de acuerdo

al modelo reportado en Duffie & Beckman 1981, en los cuales estos coeficientes permiten

evaluar la eficiencia que presentara un colector, así como las pérdidas y su factor de corrección, con lo cual podemos encontrar todas las incógnitas de la ecuación 2.1.

2.4.2 Colectores solares CCP

La ecuación que describe la eficiencia del colector se representa por la ecuación 2.101:

$$\eta = \frac{\dot{m}_c c_{pc} (T_o - T_i)}{H_t A_a} \quad (2.101)$$

La energía útil extraída del CCP se representa por la ecuación 2.102:

$$Q_U = \dot{m}_c c_{pc} (\dot{T}_o - T_i) \quad (2.102)$$

La relación de concentración de un CCP se encuentra dada por la ecuación 2.103:

$$CR = \frac{1}{\sin \theta_{max}} \quad (2.103)$$

Donde θ_{max} es el Angulo medio.

La pérdida de calor en la cubierta hacia el cielo se representa por la siguiente ecuación 2.104:

$$q_{IR,a/s} = \varepsilon_a \sigma (T_a^4 - T_s^4) \frac{A_a}{A_r} \quad (2.104)$$

La temperatura T_s del cielo se encuentra relacionada con la temperatura del ambiente del suelo T_b , representada por la ecuación 2.105:

$$T_s = T_b - 6 \quad (2.105)$$

En la ecuación tanto T_s como T_b están en °C

2.4.3 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 2.6, 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 hot2) y (T cold1)

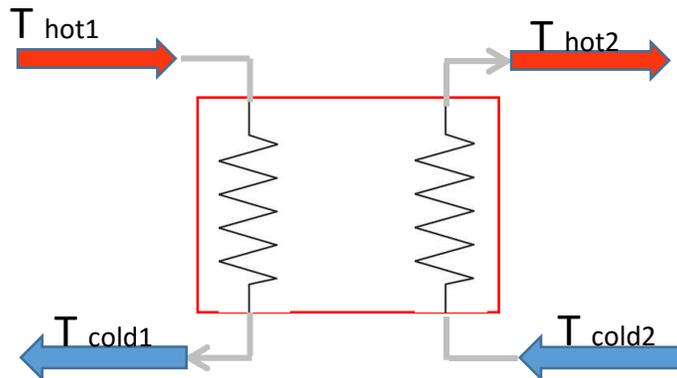


Figura 2. 6 Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son analizados para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, U , el cual está dado por la ecuación 2.11

$$R_{Tot} = \frac{1}{UA} \quad (2.11)$$

Es posible determinar este coeficiente al tener en cuenta las resistencias de convección y conducción en los fluidos de trabajo separados por paredes planas y cilíndricas, compuestas respectivamente.

Para poder 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 superficie total para transferencia de calor. Estas relaciones se pueden obtener aplicando balances globales de energía a los fluidos (caliente y frío), obteniendo las Ecuaciones 2.12 y 2.13 para un fluido caliente y frío como se ilustra en la Figura 2.4.

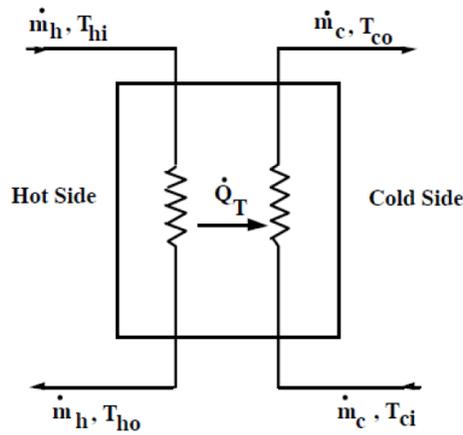


Figura 2. 7 Esquema de función de un intercambiador de calor.

$$q = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.12)$$

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ho} - T_{ci}) \quad (2.13)$$

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 refiere a las condiciones de entrada y salida respectivamente.

Sin embargo como las temperaturas medias ΔT_m varían respecto de la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma

$$q = UA\Delta T_m \quad (2.14)$$

Donde ΔT_m es la diferencia de temperaturas media para una media apropiada.

La eficiencia en un intercambiador de calor está relacionada con la transferencia de calor máxima posible q_{max} para el intercambiador de calor. La cual para un intercambiador de calor de tipo contraflujo, uno de los fluidos experimentaría la diferencia máxima de temperatura, $T_{hi} - T_{ci}$ Para lo cual se debe suponer que en una situación $C_c < C_h$ en donde $|dT_c| > |dT_h|$ y C_c está dado por el producto del flujo másico y la C_p del fluido frío. El fluido experimentaría entonces el cambio más grande de temperatura, en consecuencia se definirían las transferencia de calor máxima posible como

$$C_c < C_h \quad q_{max} = C_c(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.115)$$

De manera similar, si $C_h < C_c$, el fluido caliente experimentaría el cambio de temperatura más grande y se enfriaría a la temperatura de entrada del fluido frío ($T_{ho} = T_{ci}$). Por lo tanto, la Ecuación 2.15 pasa a ser:

$$C_h < C_c \quad q_{max} = C_h(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.126)$$

Transferencia máxima de calor:

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.17)$$

Donde C_{min} es igual a C_c o C_h según cual sea el menor.

La eficiencia ε se puede definir como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.138)$$

Considerando las ecuaciones 2.12, 2.13 y 2.17 se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.138)$$

Una vez conociendo la eficiencia y las temperaturas de entrada, es posible determinar la transferencia de calor real a través de la expresión:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.20)$$

La relación de eficiencia definida para un intercambiador de tipo contraflujo está dada por la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]} \quad (2.215)$$

Para poder determinar las temperaturas de trabajo se necesita realizar una lectura de las temperaturas de los fluidos de entrada, en el modelo actual están son obtenidas de las salida del colector y la entrada por la bomba, se tiene que considerar que para cada parámetro de tiempo se debe realizar una integración constante para conocer las temperaturas de salida.

Los flujos de calor presentados por cada flujo son dados por las ecuaciones 2.12 y 2.13 y son totalmente dependientes del conocimiento de las temperaturas de salida del fluido.

2.4.4 Termotanque estratificado

El termotanque es el dispositivo encargado del almacenamiento de la energía del fluido de trabajo el rendimiento térmico de un tanque de almacenamiento de energía sujeto a estratificación térmica, puede ser modelado por el supuesto de que el tanque se compone de $N < (N \leq 100)$ segmentos volumen igual completamente mezclados. Su grado de estratificación es determinado por el valor de N . Si N es igual a 1, el tanque de almacenamiento se modela como un tanque totalmente mezclado y no hay efectos de estratificación.

Al igual que el intercambiador de calor el termotanque cuenta con dos entradas y dos salidas, como se puede observar en la Figura 2.8. En la cual se nota que las dos entradas son presentadas con las variables $T_{in, h}$ y $T_{out, c}$, las cuales son entrada de fluido caliente y entrada de fluido frío respectivamente, también, las salidas se denotan con la terminación de salida fría y salida caliente. Su procedimiento de trabajo es similar al de un intercambiador de calor de contraflujo, debido a que la temperatura de salida de la parte superior es más caliente que la salida de temperatura en la parte fría.

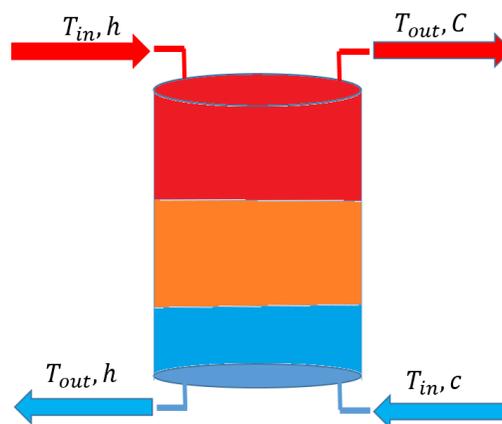


Figura 2.8 entradas y salidas en termotanques de almacenamiento térmico.

la ecuación 2.22 representa la forma de intercambio de calor dentro de un termotanque.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \quad (2.22)$$

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 presentan la forma de determinar \dot{Q}_h y \dot{Q}_c .

$$\dot{Q}_h = \dot{m}C_p(T_{in,h} - T_{out,h}) \quad (2.23)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}C_p(T_{in,c} - T_{out,c}) \quad (2.24)$$

Debido a que el termotanque es un elemento al cual se le define una temperatura predeterminada T_s esta temperatura define la carga de calor total presente en todo el dispositivo, mediante la ecuación:

$$\dot{Q}_s = (\dot{m}C_p)_s \Delta T_s \quad (2.25)$$

Un termotanque estratificado requiere un análisis por cada capa del termotanque, en la cual el balance a realizar debe contemplar ciertos elementos como se muestra en la Figura 2.9, en la cual, se ilustra la necesidad de tomar en cuenta la cantidad de calor de pérdidas al medio ambiente (Q_{per}) dentro del balance para cada capa de estratificación.

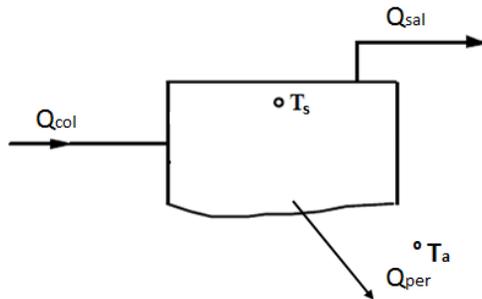


Figura 2. 9 Balance para un nodo de termotanque estratificado.

Considerando las pérdidas al ambiente se obtiene:

$$Q_{per} = (UA)_s(T_s - T'_a) \quad (2.16)$$

En donde $(UA)_s$ es el coeficiente global de transferencia de calor dado por la ecuación 2.11, T_s es la temperatura de trabajo deseada del termotanque y T'_a representa la temperatura ambiente.

El balance para el nodo analizado se encuentra representado por la ecuación 2.17

$$(\dot{m}C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_{col} - Q_{sal} - Q_{per} \quad (2.17)$$

$(\dot{m}C_p)_s \frac{dT_s}{dt}$ Esta dada por la temperatura establecida de control del termotanque y representa el calor almacenado por un periodo de tiempo dt .

2.4.5 Calentador eléctrico auxiliar

Los calentadores eléctricos auxiliares son dispositivos que elevan la temperatura de un fluido utilizando un controlador interno, externo o ambos, el cual aumenta o disminuye la cantidad de potencia (Watts) necesarios para llevar a una temperatura establecida al sistema que se trabaja. En la figura 2.10 se ilustra el esquema de funcionamiento de un calentador eléctrico auxiliar. El sistema consta de dos entradas y dos salidas.

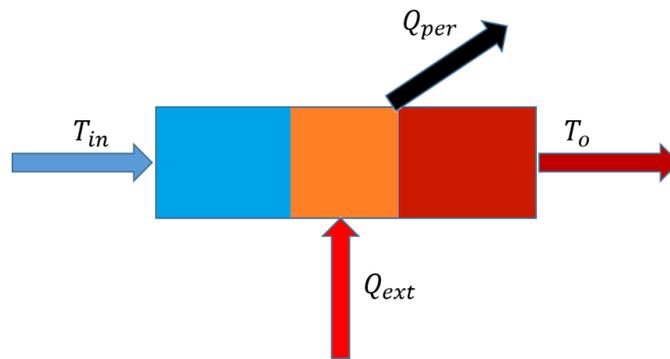


Figura 2. 10 Entradas y salidas de temperatura y calor en un calentador eléctrico.

El balance termodinámico del calentador eléctrico está dado por la ecuación:

$$Q_{ext} = Q_{fluido} - Q_{per} \quad (2.18)$$

Donde Q_{ext} se puede encontrar con la ecuación 2.19

$$Q_{ext} = \frac{\dot{m}C_{pf}(T_{des}-T_{in})+UA(T_{MED}-T_a)}{\eta_{calen}} \quad (2.19)$$

Donde $\dot{m}C_{pf}$ son el flujo másico y el calor específico del fluido de trabajo, T_{des} es la temperatura de salida deseada, T_{in} es la temperatura de entrada, UA es el coeficiente de transferencia de calor, η_{calen} la eficiencia del calentador y T_{MED} está dado por la ecuación:

$$T_{MED} = \frac{T_{des}+T_{in}}{2} \quad (2.20)$$

El calor perdido se encuentra definido por la ecuación 2.21:

$$Q_{per} = UA(T_{MED} - T_a) + (1 - \eta_{calen}) \dot{Q}_{max} \quad (2.21)$$

donde \dot{Q}_{max} es la máxima cantidad de calor que puede aportar el calentador auxiliar.

El calor del fluido dentro del calentador auxiliar está dado por la ecuación 2.22:

$$Q_{fluid} = m_o C_{pf} (T_o - T_i) \quad (2.22)$$

Donde T_o es:

$$T_o = \frac{\dot{Q}_{max} \eta_{htr} \dot{m} C_{pf} T_{in} + U A T_{env} - \frac{U A T_{in}}{2}}{\dot{m} C_{pf} + \frac{U A}{2}} \quad (2.23)$$

Al ser T_o la variable de control la eficiencia del calentador (η_{calen}) y la cantidad máxima de calor que puede aportar el calentador \dot{Q}_{max} son completamente dependientes de esta variable de salida.

2.4.6 Relación área de colección-volumen de almacenamiento

La elaboración de nomogramas 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 * m^2) y se representa por la ecuación 2.24:

$$Razon\ de\ uso\ (UR) = \frac{Demanda}{A_c} \quad (2.24)$$

donde A_c es el área de colección del sistema planteado.

Es muy común el adaptar las áreas de acuerdo a la razón de uso deseada, para ello la ecuación 2.24 se modifica y queda como:

$$A_c = \frac{Demanda}{UR} \quad (2.25)$$

Una vez conociendo la razón volumétrica se establece una relación para encontrar la razón de volumen más adecuada por medio de la ecuación 2.26:

$$V_T = A_c * R_V \quad (2.26)$$

Con el conocimiento de estos 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.

Capítulo 3

SIMULACIÓN

El modelo de sistema solar de calentamiento de agua se ha desarrollado utilizando el software de simulación de sistemas transitorios (TRNSYS®).

3.1 Generalidades del software TRNSYS

TRNSYS® es un programa de simulación de estado cuasi-estacionario. El cual permite que los componentes del sistema representados sean seleccionados como proformas para así interconectarlos de cualquier manera a partir del ingreso de datos de entrada los cuales se irán relacionando con datos de salida deseados, estos pueden ser información de entrada para otros módulos, lo cual genera una relación cíclica que apoya el análisis en el software.

En TRNSYS® esto componentes son denominados Types y son complementados con el uso de un número que hace alusión a un tipo particular de componente. Los componentes empleados para la simulación del sistema modelado se describen a continuación.

3.2 Elementos del modelo

El diagrama del proceso a realizar el cual se muestra en la Figura 2-1 considera el uso de un colector tipo placa plana, un colector Cilindro parabólico, 2 intercambiadores de calor, 1 termotanque, un heater auxiliar y 4 bombas.

3.2 Especificaciones del modelo

El sistema que se propone está compuesto por:

Un colector solar de placa plana con las características que se muestran en la tabla 3.1. Características del colector empleado. Tabla 3.1 y especificaciones de los parámetros empleados.

Tabla 3. 1 Características del colector empleado

Colector Solar	
Tipo	Placa plana
Área de colectores	200 m ²
Fluido de transferencia por colector	Agua/glicol con Cp=3.7 KJ/(m ² K)
Eficiencia de intercepción (eta_0)	0.811
Angulo azimuthal	Frente al Ecuador
Angulo de inclinación	40°

La tabla 3.2 muestra las especificaciones y parámetros empleados en el Colector cilindro parabólico.

Tabla 3. 2 características del colector empleado

Colector Solar	
Tipo	Cilindro parabólico
Área de colectores	200 m ²
Fluido de transferencia por colector	Aceite térmico
Eficiencia de intercepción (eta_0)	0.7
Angulo de inclinación	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/glicol por un extremo y por el segundo intercambiador únicamente se emplea agua como fluido de trabajo. Los valores de C_p para cada fluido son presentados en la Tabla 3.3.

Tabla 3. 3 Fluidos y C_p

Fluido de trabajo	C_p
Agua / Propilenglicol	3.7 kJ/(m ² K)
Agua	4.19 kJ/(m ² K)

A continuación se presentan las características de las bombas hidráulicas que se usaron en la Tabla 3.4, por cada bomba usada.

Tabla 3. 4 Características de las bombas y el fluido a usar.

# Bomba	Fluido de trabajo	Capacidad (Kg/hr)	Potencia nominal (KW)	Eficiencia total de la bomba	Eficiencia del motor
1	Agua/ propilenglicol	6000	6	0.6	0.9
2	Agua	6000	6	0.6	0.9
3	Agua	5000	5	0.6	0.9
4	Agua tratada	5000	5	0.6	0.9

El termostanque empleado es de tipo cilindro vertical de perdidas uniformes con dos entradas y dos salidas de tipo (Type60C). La capacidad es de 12 m^3 y una altura de 3 m. el fluido de trabajo es agua con un C_p de $4.19 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$ y un coeficiente de pérdida térmica en el tanque de $0.833 \text{ KJ}/(\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K})$. Cabe mencionar que el análisis del recipiente térmico está dado por un análisis nodal de 5 secciones.

La Figura 3.1 define el perfil de carga de agua.

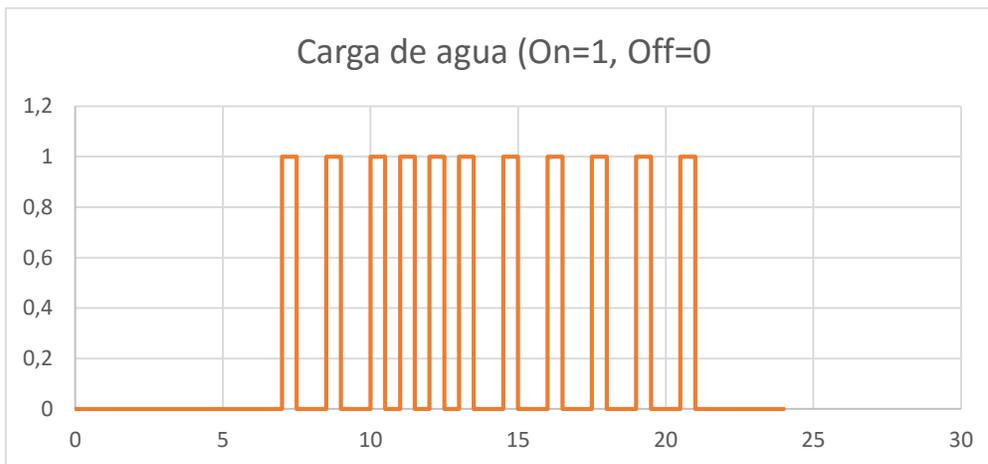


Figura 3. 1 Perfil de carga con control On-Off por periodos de tiempos pre-seleccionados.

El sistema que se propone cumple con la necesidad de demanda de 25,000 litros diarios de agua tratada a 90° C para su incorporación al proceso industrial.

3.3 Simulación y metodología de solución en TRNSYS.

El sistema de simulación propuesto consiste en inter-relacionar los diversos componentes del sistema con la ayuda de link's los cuales nos permiten especificar qué acción realiza cada parte del proceso, además es necesario el uso de sistemas de control que regulen el uso de la bomba, es decir, cuando el proceso presente un óptimo desempeño tiene la capacidad de impedir o dar paso al uso de las bombas, todo esto gracias al censo de las temperaturas de salida en el colector y el tanque de almacenamiento. La representación gráfica del modelo planteado se muestra en la Figura 3.2.

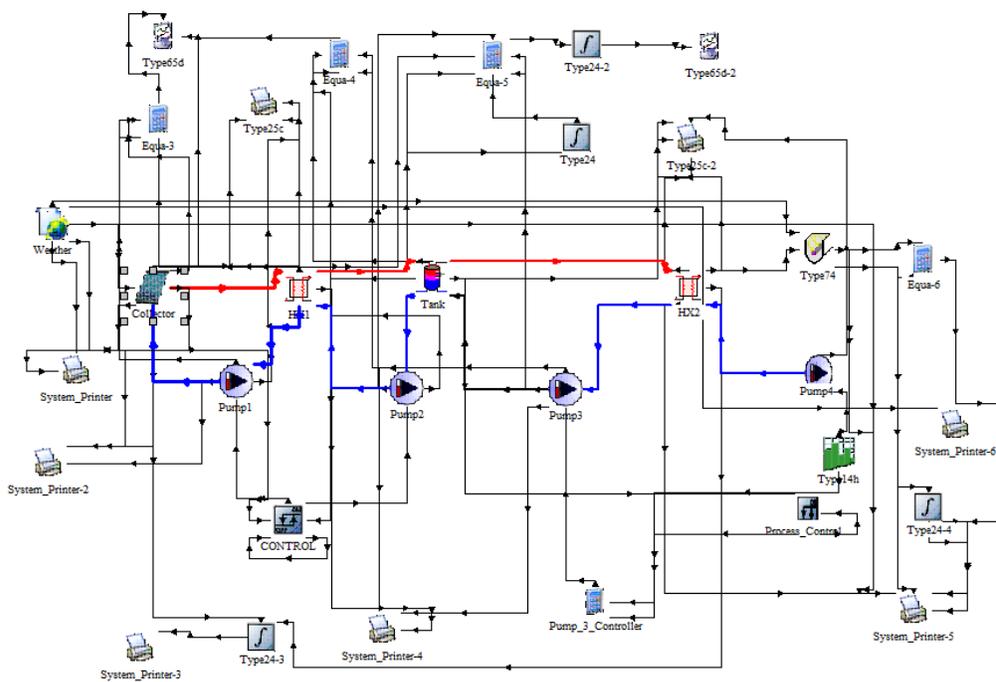


Figura 3. 2 representación grafica del modelo del modelo de simulación.

La simbología y nomenclatura de los elementos usados en la simulación en TRNSYS se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3. 5 Componentes empleados en el sistema propuesto

Componente	Tipo	Características	Simbología
Colector	Type71	Colector de placa plana	 collector
Intercambiador de calor	Type5b	Contraflujo	 HXer_1

Elemento auxiliar (heater)	Type6	Set Point 90°C	 Type6
Perfil de carga	Type14	Carga de demanda de agua	 Load profile
Bomba hidráulica	Type110	Bomba de velocidad variable	 Bomba 1
Termotanque	Type60	Estratificado, vertical y pérdidas uniformes	 Tank
Base de datos climáticos	Type 15-2	TMY-2	 Type15-2
Controlador de setpoints	Process	Censa y determina set points (punto de ajuste) de elementos deseados a controlar	 Process
Controlador On-Off	Type2	Se encarga de generar una señal de encendido y apagado	 CONTROL
Integrador	Type24	Integra la energía por año	 Integrador
Impresora	Type25C	Representa en una hoja de Excel las variables de análisis	 Impresora
Graficadores	Type65d	Representa de manera gráfica las variables deseadas para su análisis	 Pantalla
CCP	Type74	Colector cilindro parabólico	 CCP

3.4 Verificación con Programa base, Ciudad de Graz.

La verificación se realizó haciendo mediante balances de flujos de masa y de energía, como ya se mencionó en el Capítulo 2. En la verificación de los balances se hizo para la ciudad de Graz Austria, para el período del día 105 con 13 horas. Los datos de Graz Austria se obtuvieron de la base de datos de Meteonorm®, y se utilizaron ya que se consideran como referencia para la IEA.

3.4.1 Balance de flujo másico.

En la Figura 4–1 se muestra un comparativo de los flujos másicos en donde se distingue el flujo másico que pasa por cada elemento del modelo presentado. Los elementos considerados en el análisis fueron las bombas, colector, intercambiadores de calor, tanque y calentador eléctrico. Los datos que se obtuvieron se graficaron para representar el flujo de manera comparativa en el período de tiempo mencionado anteriormente y para cada elemento por cada malla mostrada en el modelo físico.

En la Figura 4–1 se muestran los flujos másicos obtenidos para la malla 1 (FMP1-FMColl-FMHX1in), que resultaron de 6,000 kg/hr a través cada elemento, mostrando que se cumple el balance de masa. En la malla 2 también se validó al observar que todas las entradas y salidas de los elementos manejan el mismo flujo másico.

Las variaciones observadas en el flujo de la bomba 3 varían de la primera parte del tanque al intercambiador 1 debido a la cantidad de fluido aportado por las bombas 3 y 4, las cuales son distintas de las bombas 1 y 2 como se señala en la Tabla 3.4.

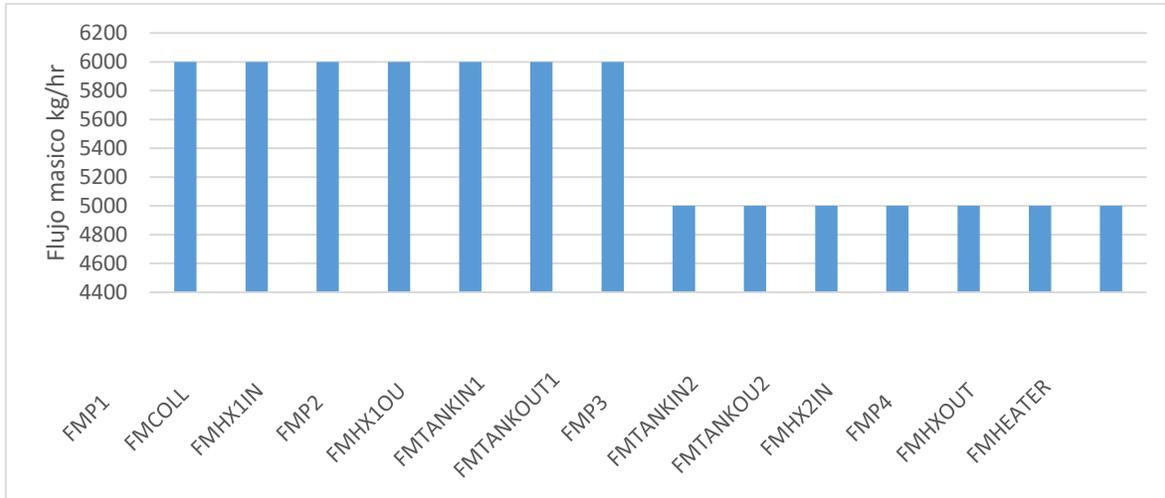


Figura 3. 3 Análisis de flujo másico para cada elemento del sistema

3.4.2 Balances de energía en elementos del modelo.

Balace de energía en colector.

En la Figura 4–2 se muestra el balance de energía en el colector. El balance está dado en unidades de kJ/h, y toma en cuenta la energía solar (G_a), la energía útil o aprovechada (Q_u) y la cantidad de energía cedida al ambiente (Q_p) en el período mencionado anteriormente.

En la Figura 4–2 se muestran que la ecuación balance 2.1 se satisface. La potencia de pérdidas en el colector se obtuvo a través del cálculo de ($F_R UL$)y su comparación directa con la cantidad de pérdidas(Q_p) arrojado de TRNSYS®, como se muestra en la Figura 3.3.

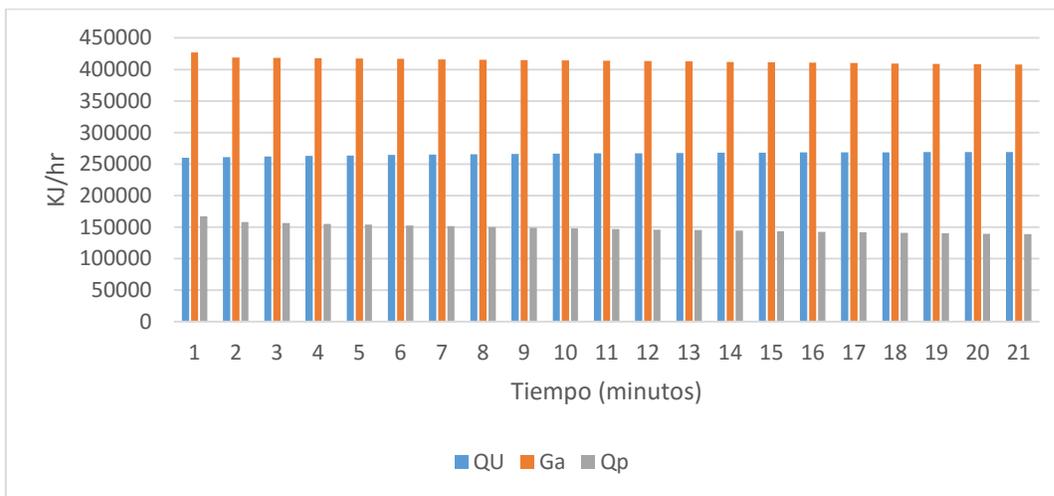


Figura 3. 4 Balance de energía en el colector

En la comparación presentada en la Figura 3.4, entre Q_p y F_{RUL} , se puede observar que el factor global de remoción de calor y la cantidad de energía pérdida presentan un patrón similar, por lo que se entiende que el balance de energía en el colector se cumple adicionando un parámetro de ajuste.

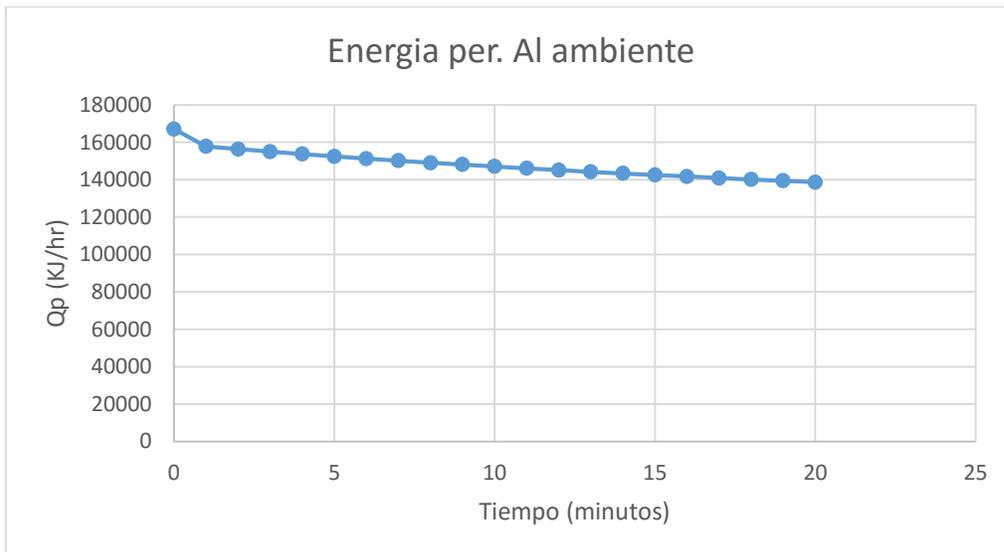
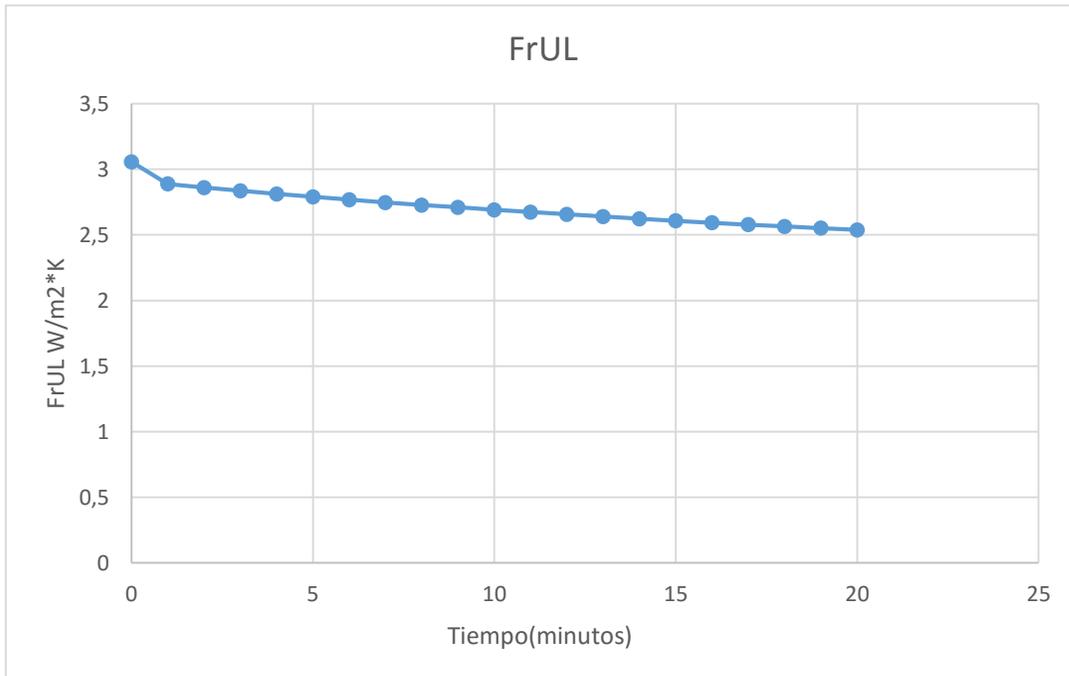


Figura 3. 5 Comparativo de F_{RUL} vs Q_p

3.4.3 Balances de energía en el intercambiador.

En la Figura 3.4 se presenta el balance en el intercambiador de calor, mostrando la energía evaluada que se intercambia en el lado caliente del intercambiador (Q_{in}), la energía intercambiada en el lado frío (Q_{out}) y la energía pérdida hacia el ambiente. El balance muestra que $(Q_{out}) + (Q_p)$, es prácticamente igual a (Q_{in}) , por lo se observó una adecuada concordancia.

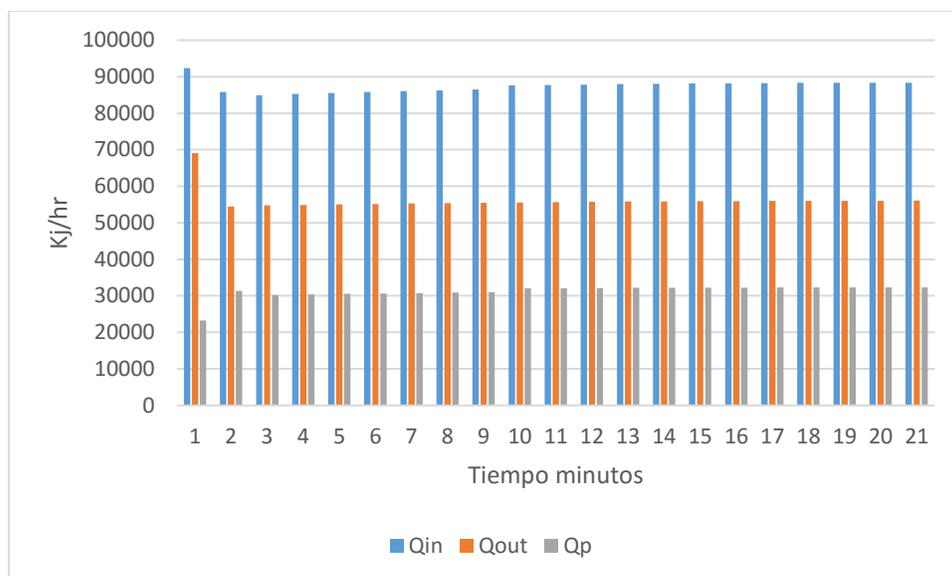


Figura 3. 6 Balance de energía en Intercambiador

3.4.4 Balances de energía en el almacén térmico.

En el balance realizado al almacén térmico se utilizaron datos de la potencia de la fuente de alimentación en el tanque (Q_h), la fuente de alimentación fría (Q_c), la potencia cedida al ambiente (Q_p) y del cambio de energía en el termotanque. En el comparativo se consideró una temperatura promedio (T_{set}) de 50-55°C, con dos entradas de flujo de agua, una caliente y una fría de 6000 kg/h y 5000 kg/h respectivamente.

En la Figura 3.6 se muestra que la potencia obtenida en la salida de (Q_c) es la suma de (Q_p) + (Q_h) + (Q_{atm}), por lo que se observa que se cumple el balance.

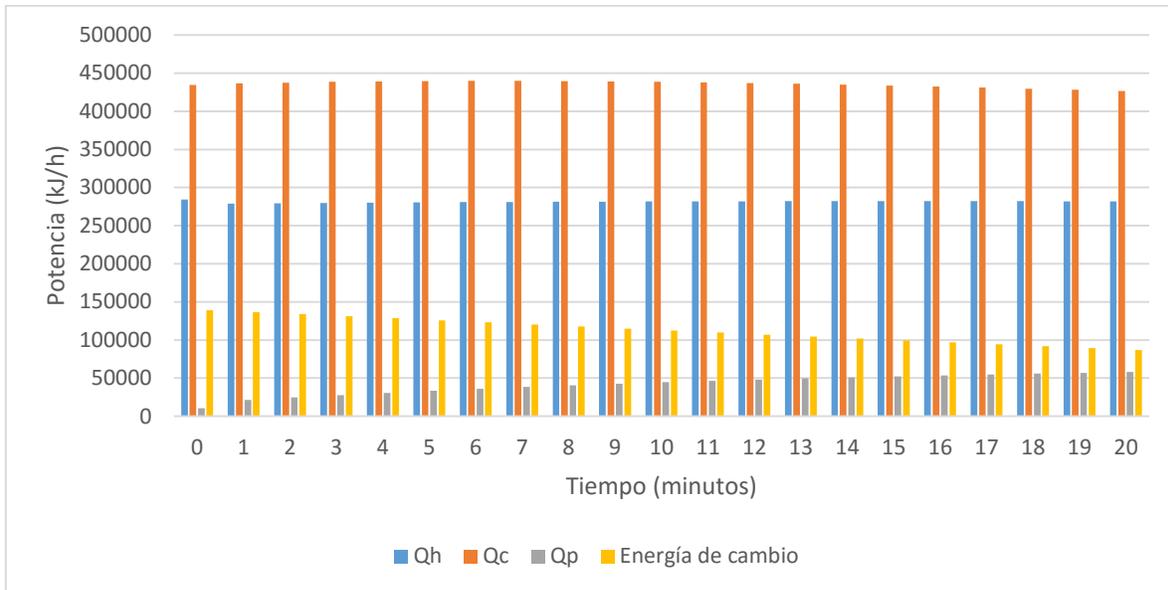


Figura 3. 7 Balance de energía en el almacén térmico

Es de notar que debido al cambio de (Q_{alm}), la temperatura del tanque cambia tanto en la parte alta como en la parte baja como se muestra en el a Figura 3.7.

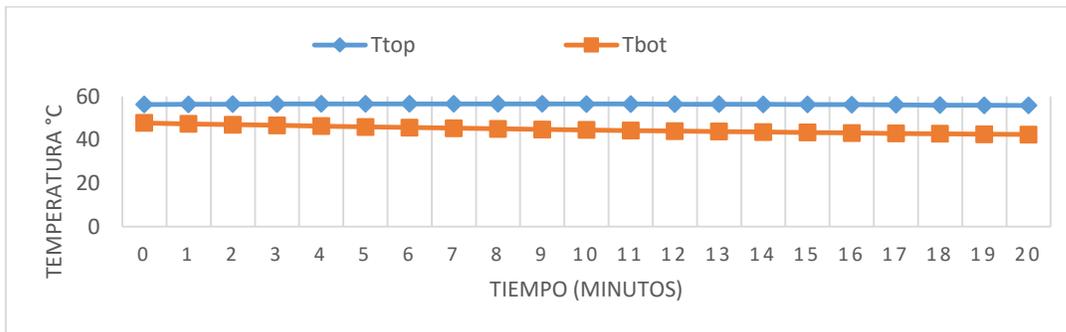


Figura 3. 8 Temperaturas de la parte superior e inferior del termotanaque

3.4.5 Balances de energía en el calentador eléctrico.

Los resultados de la simulación para el balance de energía en el calentador eléctrico se obtuvieron suministrando un máximo de 350 kW para alcanzar la temperatura requerido de 90°C. La Potencia de entrada (Q_{in}), la potencia de salida (Q_{out}), y la potencia aportada por el calentador eléctrico (Q_{heat}), se presentan en la Figura 3.8. En la figura se puede ver que la cantidad de (Q_{heat}), dada por el calentador eléctrico es menor en un 10-20% que la (Q_{in}), aportada por el sistema de colección solar, esto indica que para ese período de evaluación el sistema de colección es más rentable, ya que esto representa que tiene mayor demanda el equipo solar. También se puede observar que la suma de la potencia de entrada y la potencia

aportada por el calentador son iguales a la potencia de salida, mostrando un adecuado cumplimiento del balance energético.

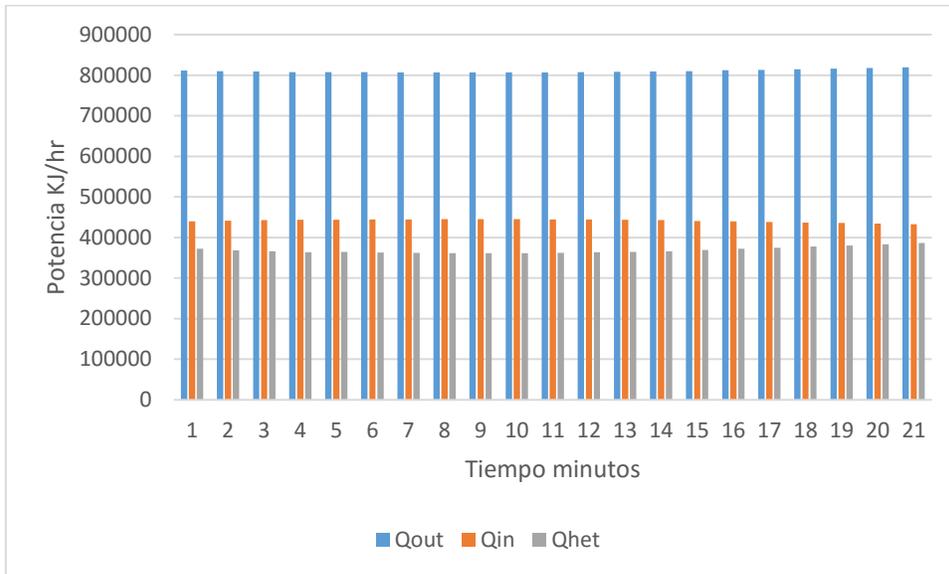


Figura 3. 9 Balance energético en el calentador eléctrico

3.4.6 Tablas de diseño.

Una vez que se evaluó y validó el funcionamiento de la plataforma TRNSYS®, el siguiente paso en la metodología de diseño de sistemas de colección solar aplicados a la industria es realizar el nomograma de diseño de sistemas de colección solar. Los nomogramas contienen información relacionada con el área de colección, razones de uso y volumen, volumen de tanque y la razón volumétrica deseada, así como el flujo másico requerido para las bombas que se emplearan.

3.4.7 Construcción de nomogramas.

El nomograma se generó con las condiciones de un índice de demanda de 25000 litros de agua tratada, una razón de uso de 0 a 200 (*litros/m² por día*) para encontrar los requerimientos de área de colección y volumen en almacén térmico para el sistema de colección propuesto en la ciudad de Graz, Austria.

La figura 3.10, muestra el nomograma del comportamiento de los sistemas de colección para diversas razones volumétricas.

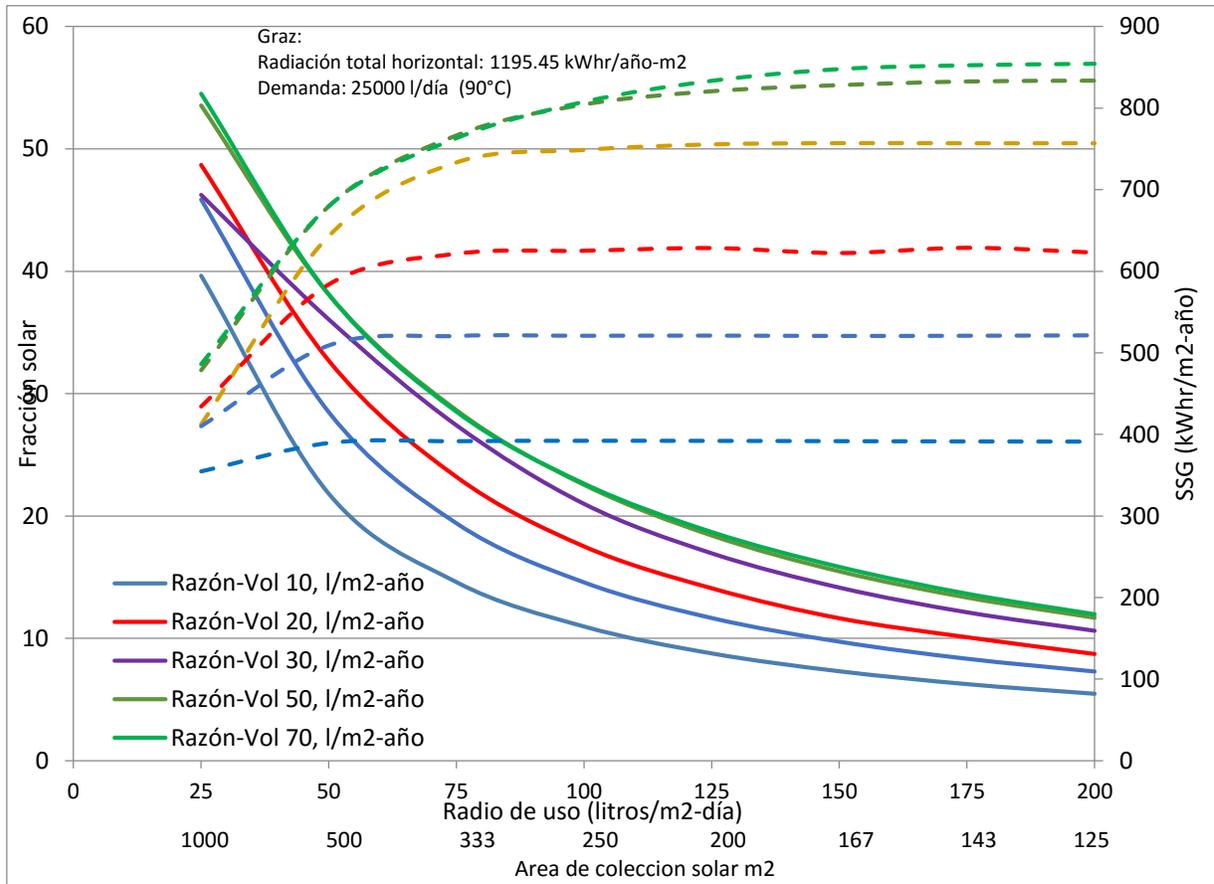


Figura 3. 10 Nomograma de sistemas de colección para razones volumétricas de 10, 20,30 y 70 L/m² *año.

La figura 3.11, muestra el nomograma del comportamiento de los sistemas de colección para diversas razones volumétricas calculado como verificación de Graz, Austria, basado en la figura 3.10.

La Tabla 3.6 muestra la diferencia entre del programa realizado para verificación de Graz, Austria.

Figura 3. 6 diferencias obtenidas con el programa de verificación y Graz, Austria.

Diferencias entre los cálculos a Razón vol.10 l/m ² -año						
Área de colección m ²	Fs. Graz	Ssg Graz	Fs.- verificación	Ssg- verificación	diferencias	diferencias
1000	39	353	37.65	354.72	1.72	1.35
500	21	389	20.82	389.34	0.34	0.18

333	14	390	13.59	392.57	2.57	0.41
250	10	391	11.96	392.04	0.96	1.96
200	8	390	9.76	391.96	1.96	1.76
167	7	390	7.3	391.59	1.59	0.3
143	6	390	6.2542	391.29	1.29	0.2542
125	5	390	5.46	391.02	1.02	0.46

Capítulo 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos, con la simulación en TRNSYS® considerando los conceptos del Capítulo 2. En la primera parte se muestra la verificación de la metodología de solución del TRNSYS® mediante balances de Primera Ley. También, se muestra el comparativo del desempeño con las diferentes configuraciones en términos de la fracción solar.

4.1 Balances termodinámicos.

La verificación se realizó haciendo mediante balances de flujos de masa y de energía, como ya se mencionó en el Capítulo 2. En la verificación de los balances se hizo para el estado de Chihuahua, para el período del día 105 con 13 horas.. Los datos del estado de Chihuahua se obtuvieron de la base de datos de Meteonorm®, y se utilizaron ya que se consideran como referencia para la IEA.

4.1.1 Balance de flujo másico.

En la Figura 4–1 se muestra un comparativo de los flujos másicos en donde se distingue el flujo másico que pasa por cada elemento del modelo presentado. Los elementos considerados en el análisis fueron las bombas, colector 1, colector 2, intercambiadores de calor, y tanque.. Los datos que se obtuvieron se graficaron para representar el flujo de manera comparativa en el período de tiempo mencionado anteriormente y para cada elemento por cada malla mostrada en el modelo físico.

En la Figura 4–1 se muestran los flujos másicos obtenidos para este sistema.

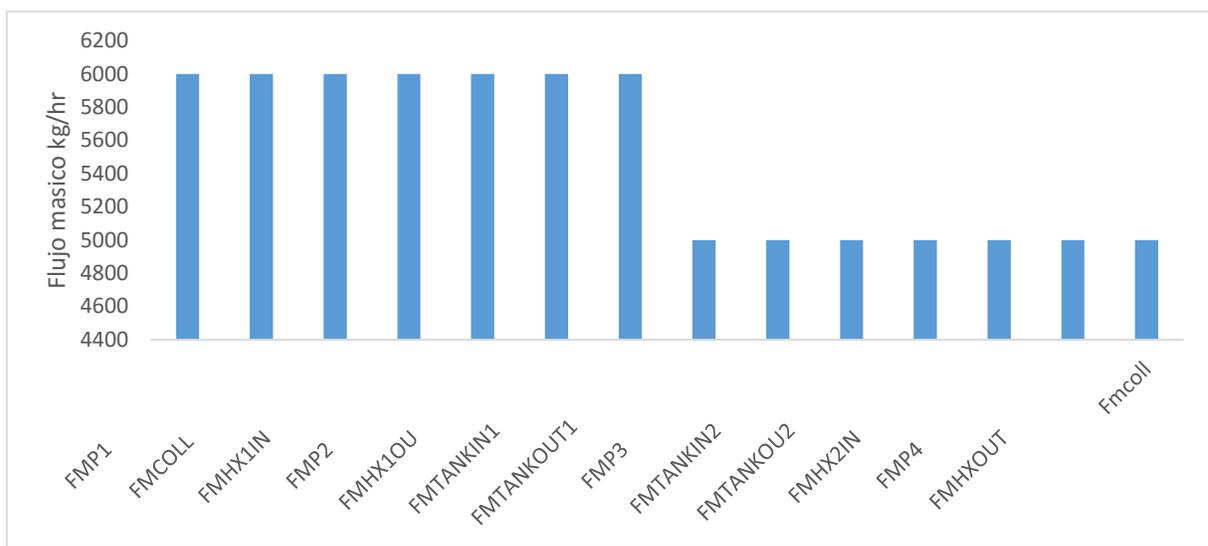


Figura 4. 1 Análisis de flujo másico para cada elemento del sistema.

4.1.2 Balance de energía en elementos del modelo.

Balance de energía en colector.

En la Figura 4–2 se muestra el balance de energía en el colector. El balance está dado en unidades de kJ/h, y toma en cuenta la energía solar (G_a), la energía útil o aprovechada (Q_U) y la cantidad de energía cedida al ambiente (Q_P) en el período mencionado anteriormente. En la Figura 4–2 se muestran que la ecuación balance 2.1 se satisface. La potencia de pérdidas en el colector se obtuvo a través del cálculo de $FrUL$ y su comparación directa con la cantidad de pérdidas (Q_P) arrojado de TRNSYS®, como se muestra en la Figura 4–3.

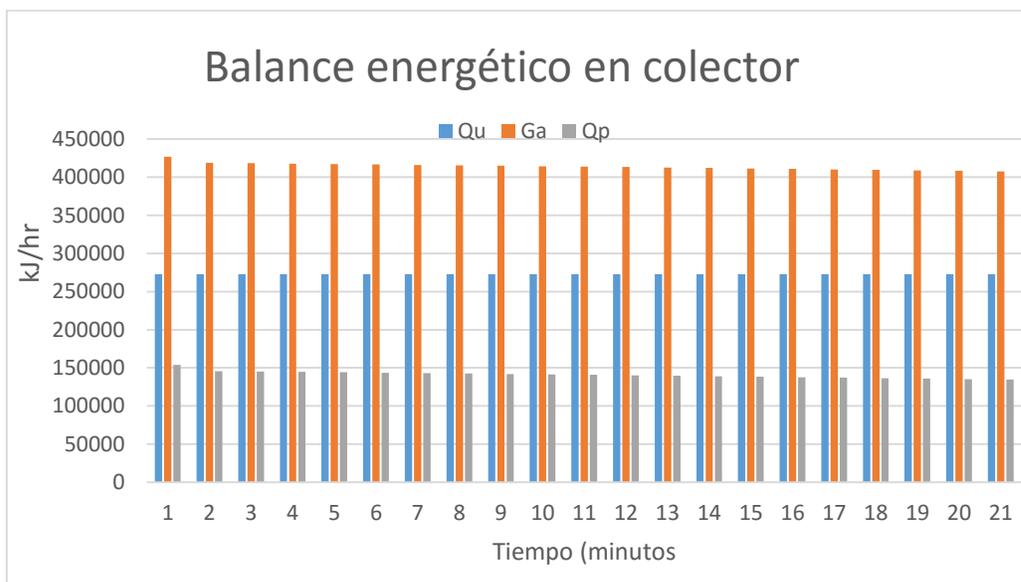


Figura 4. 2 Balance de energía en el colector

En el comparativo presentado en la Figura 4.3, entre $FrUL$, se puede observar que el factor global de remoción de calor y la cantidad de energía pérdida presentan un patrón similar, por lo que se entiende que el balance de energía en el colector se cumple adicionando un parámetro de ajuste.

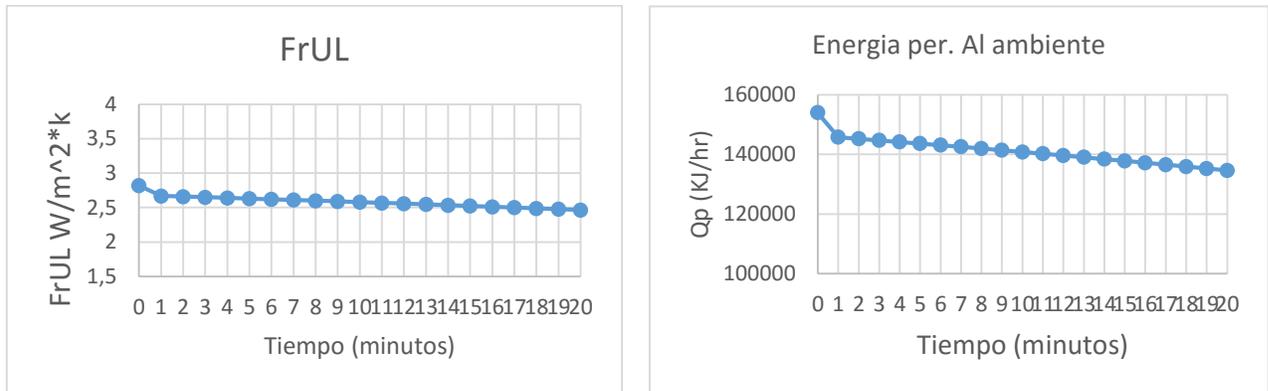


Figura 4. 3 Comportamiento de FrUL vs Qp

4.2 Tablas de diseño.

Una vez que se evaluó y validó el funcionamiento de la plataforma TRNSYS®, el siguiente paso en la metodología de diseño de sistemas de colección solar aplicados a la industria es realizar el nomograma de diseño de sistemas de colección solar. Los nomogramas contienen información relacionada con el área de colección, razones de uso y volumen, volumen de tanque y la razón volumétrica deseada, así como el flujo másico requerido para las bombas que se emplearan.

4.2.1 Construcción de nomogramas.

El nomograma se generó con las condiciones de un índice de demanda de 25000 litros de agua tratada, una razón de uso de 0 a 200 (*litros/m² por día*) para encontrar los requerimientos de área de colección y volumen en almacén térmico para el sistema de colección propuesto en la ciudad de México, estado de Chihuahua.

La figura 4.4 muestra el nomograma del comportamiento de los sistemas de colección para la razón volumétrica de 10,20, 30, 50 y 70 (*l/min-m²*).

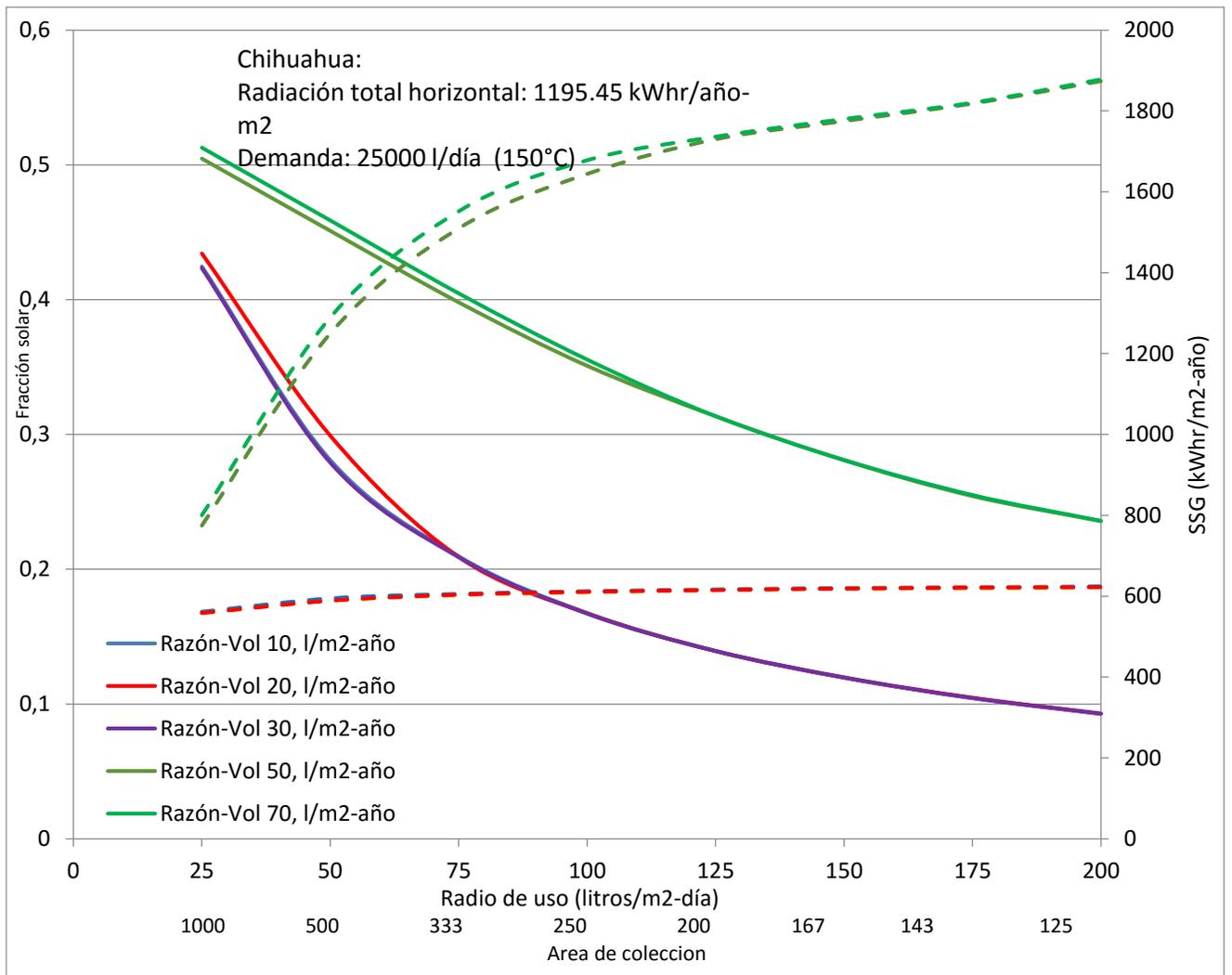


Figura 4. 4 Nomograma de sistema de coleccion para razones volumétricas de 10, 20, 30, 50 y 70, l/m²-año

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se presentan las conclusiones y las recomendaciones que se esperan para futuros trabajos relacionados con este trabajo de residencia profesional.

5.1 Conclusiones y recomendaciones.

1. El rendimiento promedio de fracción solar para sistemas combinados de captadores solares de placa plana y colectores cilindro parabólicos aumenta cuando se aumenta su razón volumétrica, presentando un mayor resultado con el valor de $70 \text{ l/m}^2 - \text{año}$.
2. Las temperaturas anuales obtenidas para este sistema son muy satisfactorias, lo cual permite la menor cantidad de calor posible del calentador eléctrico convencional para el proceso.
3. El código en TRNSYS® se verificó con de balances de energía, en donde se encontraron diferencias poco considerables. Las comparaciones con datos reportados por la IEA (International Energy Agency), para el caso de Graz resultaron con diferencias máximas del 1.96%.
4. Se elaboró un nomograma, el cual es la representación gráfica de la fracción solar y energía que puede entregar el sistema respecto a los volúmenes del tanque y el área de colección solar de canal parabólico y del sistema de precalentamiento.
5. El uso de este sistema de captación solar en la industria mexicana es muy factible, ya que logra cumplir en cierta medida la demanda de calor a la temperatura especificada que se requiere en parte del sector industrial.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.

5.3

1. Realizar un análisis experimental para validar la información obtenida.
2. Incluir más elementos para revisar su factibilidad, realizando más pruebas modificando la configuración del sistema, placa plana-parabólico en paralelo, dos de placa plana y un cilindro parabólico.

3. Seleccionar una industria y realizar una evaluación más detallada sobre su capacidad de trabajo para calor de procesos.

REFERENCIAS

- Alguacil, M., Prieto, C., Rodriguez, A., Lohr, J., (2014). Direct steam generation in parabolic trough collectors. *Energy procedia* (49), 21-29.
- Alvares, G., Arce, J., Lira, L., Heras, M.K., (12 de febrero de 2004). Thermal performance of an air solar collector with an absorber plate made of recyclable aluminum cans. *Solar energy* (77), 108-113.
- Biencinto, M., Gonzales, L., Valenzuela, L., (2016). A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS. *Applied energy* (161), 133-142.
- Chen, Z., Furbo, S., Perers, B., Fan, J., Andersen, E., (2012), Efficiencies of flat plate solar collectors at different flow rates. *Energy procedia* (30), 65-72.
- Dadgougui, H., Ouammi, A., Robba, M., Sacik, R., (2015). Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector; Application to Tetouan (morocco). *Renewable and sustainable energy reviews* (15), 630-638.
- Guía de la Energía Solar.* (2006). Obtenido de FENERCOM: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-la-energia-solar-fenercom.pdf>
- Horta, P. (8 de Julio de 2015). *SOLVAPOR: SOLAR HEAT INTEGRATION IN STEAM PRODUCTION FOR INDUSTRIAL PROCESSES*. Recuperado el 15 de Agosto de 2015, de FRAUNHOFER: www.ise.fraunhofer.de
- 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
- Iparraguirre, I., Huidobroa, A., García, A., Valenzuela, I., Horta, P., Sallaberry, F., Osorio, T., Sanz, A., (2015). Solar thermal collectors for medium temperature Application: a comprehensive review and update database. *Energy procedia* (00), 0-0.
- Malayeri, M.R., Zunfts, S., Eck, M., (2004). Compact field separators for the direct steam Generation in parabolic trough collectors. An investigación of models. *Energy* (29), 653-663.
- Martínez., Calentadores solares: energía renovable en tu hogar. *Greenpeace México*, pp.5.

Ramos, C., Beltrán, J., Ramírez, R., (2014). Advances on the development of the parabolic trough technology in Mexico. *Energy procedia* (57), 2090-2097.

Zarza, E., Valenzuela, L., Leon, J., Hennecke, K., Eck, M., Eickhoff, M. (2004). Direct steam generation in parabolic troughs: final results and conclusions of the Diss project, *energy* (29), 635-644.