



# INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

INSTITUCIÓN:

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y  
DESARROLLO TECNOLÓGICO



---

## SIMULACIÓN DE SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA SOLAR

---

RESIDENTE  
ERIC VLADIMIR PÉREZ GRAJALES

---

Ing. Fernando Alfonso May Arrioja

ASESOR INTERNO

---

Dr. José Jassón Flores Prieto

ASESOR EXTERNO

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a 12 de Enero de 2015

# Índice

<b>Capítulo 1 Introducción</b> .....	1
<b>1.1 Motivación</b> .....	1
<b>1.2 Revisión Bibliográfica</b> .....	3
<b>1.2.1 Plataforma de simulación TRNSYS</b> .....	3
<b>1.2.2 Simuladores opcionales</b> .....	7
<b>1.3 Conclusiones de la bibliografía</b> .....	8
<b>1.4 Objetivos</b> .....	10
<b>1.4.1 Objetivo General</b> .....	10
<b>1.4.2 Objetivos Específicos</b> .....	10
<b>1.4.3 Alcances y Limitaciones.</b> .....	10
<b>1.5 Caracterización del área en que participó.</b> .....	10
<b>1.6 Misión y Visión de la Empresa.</b> .....	11
<b>Capítulo 2 Modelado de sistemas</b> .....	12
<b>2.1 Fundamentos teóricos</b> .....	12
<b>2.2 Casos de estudio</b> .....	12
<b>2.3 Modelo Físico</b> .....	13
<b>2.4 Modelo Matemático</b> .....	14
<b>2.4.1 Colectores Solares</b> .....	15
<b>2.4.2 Intercambiadores de calor.</b> .....	17
<b>2.4.3 Termotanque estratificado</b> .....	20

<b>2.4.4 Calentador eléctrico auxiliar.</b> .....	22
<b>2.4.5 Relación Área de colección-Volumen de almacenamiento.</b> .....	24
<b>Capítulo 3 Simulación</b> .....	25
<b>3.1 Generalidades del software TRNSYS</b> .....	25
<b>3.2 Especificaciones del sistema propuesto.</b> .....	25
<b>3.3 Simulación y estrategia de solución en TRNSYS.</b> .....	27
<b>Capítulo 4 Análisis de resultados</b> .....	30
<b>4.1 Balances termodinámicos</b> .....	30
<b>4.1.1 Balance de flujo másico</b> .....	30
<b>4.1.2 Balance de energía en elementos del modelo.</b> .....	31
<b>4.2 Tablas de diseño</b> .....	35
<b>4.2.1 Construcción de nomogramas</b> .....	35
<b>4.3 Evaluación de selección de tres sistemas de colección solar de referencia distintos.</b> .....	37
<b>4.3.2 Evaluación de modelo físico.</b> .....	37
<b>4.3.3 Comparativo de los tres casos de configuración.</b> .....	38
<b>Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones</b> .....	41
<b>5.1 Conclusiones.</b> .....	41
<b>5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.</b> .....	43
Referencias.....	44

# Índice de figuras

<i>Figura 1–1. Generación de calor por regiones en varios sectores. (2009)</i>	2
<i>Figura 2–1. Balance de energía en colector.</i>	15
<i>Figura 2–2. Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor.</i>	17
<i>Figura 2–3. Esquema de funcionamiento de un intercambiador de calor.</i>	18
<i>Figura 2–4. Entradas y salidas en termotanques de almacenamiento térmico.</i>	21
<i>Figura 2–5. Balance para un nodo de termotanque estratificado.</i>	22
<i>Figura 2–6. Entradas y salidas de Temperatura y calor en un calentador eléctrico.</i>	23
<i>Figura 4–1. Análisis de flujo másico para cada elemento del sistema.</i>	31
<i>Figura 4–2. Balance de energía en colector.</i>	32
<i>Figura 4–3. . Comportamiento de <math>F_{RUL}</math> vs. <math>Q_p</math>.</i>	32
<i>Figura 4–4. Balance de energía en intercambiador.</i>	33
<i>Figura 4–5. Balance de energía en almacén térmico.</i>	34
<i>Figura 4–6. Temperaturas de la parte superior e inferior del termotanque.</i>	34
<i>Figura 4–7. Balance energético en calentador eléctrico.</i>	35
<i>Figura 4–8. Nomograma de sistema de colección para razones volumétricas de 10,15, 20, 30, 50 y 70 l/m<sup>2</sup>*año.</i>	37
<i>Figura 4–9. Evaluación de modelo físico.</i>	38
<i>Figura 4–10. Análisis de tendencia de FS vs. Volumen de almacén térmico en 3 casos de referencia.</i>	39

# Índice de tablas

<i>Tabla 3-1. Características del colector empleado.....</i>	25
<i>Tabla 3-2. Fluidos y Cp's. ....</i>	26
<i>Tabla 3-3. Características de las bombas empleadas y el fluido a usar. ....</i>	26
<i>Tabla 3-4. Componentes empleados en el sistema propuesto. ....</i>	28

# Capítulo 1 Introducción

## 1.1 Motivación

En la actualidad nuestro planeta presenta gran cantidad de problemas relacionados con la alta demanda energética presentada por la humanidad, misma que ha generado problemas relacionados con la contaminación y el deterioro de la capa de ozono, entre otros. La energía es un recurso que se ha convertido en indispensable para las actividades humanas y a medida que las necesidades aumentan, se incrementa también la demanda de producción de energía para poder atender dichas necesidades.

El empleo de diversas fuentes de energía ha sido por siglos un problema marcado y en ascenso, debido a que actualmente las fuentes que más energía producen suelen ser las que más daño o impacto ecológico presentan. Las fuentes de energía suelen ser: solar, hidráulica, eólica, Biomasa, mareomotriz, geotérmica, mientras que de las no renovables destacan: el petróleo, carbón gas natural y nuclear.

Desafortunadamente del total de energía producida en todo el planeta, en la actualidad cerca del 66% del calor generado alrededor del planeta es generado mediante combustibles fósiles. En el continente Americano el calor generado por combustibles fósiles representa el 88%. (Horta, 2015)

La preocupación por conservar los recursos naturales ha llevado a incrementar el uso de fuentes de energías alternas, de la cuales, la energía solar es una de las que mayor relevancia han tomado, se ha utilizado sólo para el calentamiento de agua para uso doméstico y aplicaciones en altas temperaturas, aislando al sector industrial el cual requiere de una temperatura intermedia (80-240 °C). Del 66% de calor generado por combustibles fósiles, se considera que el 45% del mismo es dedicado a actividades de carácter industrial. Algo que con facilidad se puede distinguir en la Figura 1-1 en la cual se distingue con facilidad que para todas las regiones a nivel mundial con excepción de África y Europa, las actividades industriales representan más del 40% de consumo de energía en forma de calor.

■ Worldwide 45% of heat is used in Industry [1]

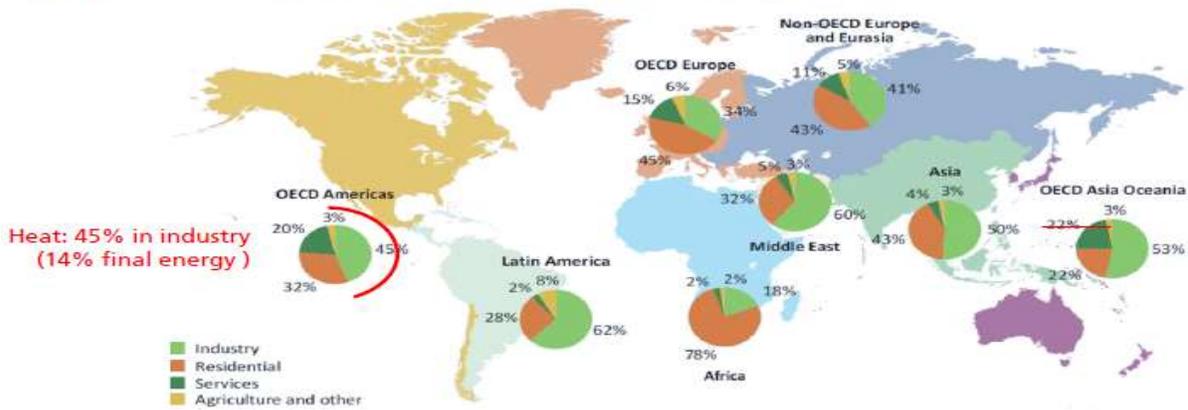


Figura 1-1. Generación de calor por regiones en varios sectores. (2009)

Tomado de: (Horta, 2015)

Actualmente, los estudios e investigaciones relacionadas con el diseño y evaluación del rendimiento de sistemas de colección solar aplicados en la industria han venido en aumento, y predomina con el objetivo de disminuir el uso de combustibles fósiles.

El sector industrial ha venido estando entre los mayores consumidores de recursos energéticos. Para esto, en Europa, el 26% de esta energía se consume como calor a baja temperatura (<100°C), mientras que el 19% se consume en el intervalo de mediana temperatura de 100-400°C. En ambos casos la aplicación de la energía solar térmica es idónea, sin embargo, en el caso de mediana temperatura el desarrollo tecnológico ha venido siendo aún limitado. En la escala mundial se ha estimado que el calor obtenido con tecnología solar-térmicas para la industria para el 2050, puede llegar a ser de 5.6 EJ/año.

En México el consumo energético en las industrias 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 3226 empresas con demanda contratada mayor que 1000 kW. Con lo anterior, se observa que la aplicación de energía solar de manera eficiente para suministrar calor en procesos y espacios industriales es considerable para coadyuvar en el ahorro y uso eficiente de la energía. Sin embargo, la falta de herramientas al alcance de comercializadores y usuarios es escasa, limitando aún más su aplicabilidad. Diversos softwares son empleados para evaluar la factibilidad de incorporar sistemas de

colectores solares para producir la cantidad suficiente de energía requeridas en una industria, en estos casos, el diseño de cada sistema debe atender requerimientos específicos.

## **1.2 Revisión Bibliográfica**

Se realizó un estudio de diversas fuentes de información 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.

### **Diseño de sistemas de colección solar**

El diseño de sistemas de colección solar ha sido objeto de estudio por varios años, en su mayoría los estudios se han realizado de forma puntual, analizando elemento por elemento, sin embargo, el implemento de la simulación como metodología de evaluación ha generado una perspectiva distinta de la capacidad del uso de los sistemas de colección solar en aplicaciones industriales, a continuación se presentan artículos trabajados en el rubro de la simulación de sistemas de aprovechamiento de la energía solar.

#### **1.2.1 Plataforma de simulación TRNSYS**

Bourhan Tashtoush *et al.* (2015) diseñaron un sistema de refrigeración solar para las condiciones de Just, Jordania. El sistema se divide en un subsistema de calentamiento de agua solar y en uno de refrigeración por eyectocompresión. La demanda de refrigeración fue de 7 kW, determinada considerando las cargas térmicas y las temperaturas de salida requeridas por el sistema. La configuración del sistema se realizó mediante simulación con TRNSYS, considerando un periodo anual, y permitió optimizar el sistema en términos de la ganancia de energía. La simulación se realizó con tres tipos de colectores: placa plana con una cubierta, placa plana de doble cubierta y de tubos evacuados. En la simulación se variaron el tipo de colector solar, el intervalo de temperatura, los ángulos de incidencia, el flujo másico y el volumen del termotanque. En los resultados se encontró que el intervalo adecuado de temperatura de salida del sistema de calentamiento fue 80-110°C. El sistema se configuró con colectores solares de tubo evacuado (60-70 m<sup>2</sup>), un termotanque estratificado de 2 m<sup>2</sup>, dos bombas hidráulicas y con un intercambiador de calor. El flujo del tanque fue de 1200

kg/h, mientras que a través del colector fue 50 kg/h-m<sup>2</sup> durante un periodo de 5.04 h/día. El sistema fue capaz de proveer agua a 102.8°C en promedio a lo largo del año, y con una eficiencia de 0.62. En el trabajo se muestra la importancia de realizar análisis mediante simulación en periodos anuales del flujo másico a lo largo del colector. El análisis del área de colección y la verificación de una buena estratificación en el termotanque son claves en el diseño.

Kalogirou, (2002) evaluó la viabilidad del uso de calor solar con colectores cilindro parabólico para procesos industriales en Nicosia, Chipre. La viabilidad se analizó evaluándolo térmica y económicamente el diseño de un sistema, y con el Software TRNSYS, en términos de fracción solar en periodos anuales. La selección de los elementos, como colector y termotanque, fue con un análisis costo-eficiencia. La industria analizada presentó un consumo regular de combustibles fósiles para satisfacer su demanda de energía. En los resultados se encontró conveniente un sistema con una fracción solar de 0.5, con capacidad de 896 GJ/año y con una eficiencia de 32.2%. El sistema se compone con colectores tipo cilindro parabólicos, una bomba, un termotanque y una válvula de alivio térmico. La matriz de colectores utilizados fue de 300 m<sup>2</sup> con un flujo másico de 54 kg/h- m<sup>2</sup>, una apertura de 2.3 m y un ángulo de 70°. El termotanque seleccionado fue una capacidad de 25 m<sup>3</sup>. La válvula de alivio térmico evitó sobrepasar temperaturas de 100°C en el termotanque. Las bombas empleadas fueron de 20 W/°C satisfaciendo la demanda de 54 kg/h- m<sup>2</sup> durante un período de 8 horas al día. En la simulación, el uso de TRNSYS resultó fundamental para configurar el sistema. Es de resaltar que las condiciones solares en Chipre fueron adecuadas, ya que implicó un ahorro económico, de combustibles fósiles y evitó la descarga de 208 toneladas de CO<sub>2</sub>.

Ayompe *et al.* (2011) modelaron un sistema de calentamiento de agua con energía solar para climas templados en hogares típicos de Europa. En TRNSYS modelaron comparativamente colectores de placa plana y de tubos evacuados. El modelo fue validado con datos de tres días de sistemas instalados en Dublín, Irlanda. Los datos de entrada fueron el perfil de carga, los flujos de acuerdo al tipo de colector y el área de colección solar, para CPP: 4m<sup>2</sup>, CTE: 3m<sup>2</sup> y el volumen del tanque. Los datos de salida fueron las temperaturas, la energía útil y el porcentaje de error medio de la simulación. Las temperaturas de trabajo de cada colector

(PPC y ETC) fueron de 120 °C y 191 °C respectivamente con capacidad de 1.73 litros y un flujo de 212 kg/hr para CSPP y de 330 kg/hr para CTE. En la simulación, el sistema de colección de placa plana alcanzó temperaturas máximas de 70°C mientras que experimentalmente 65 °C. De la misma manera, el sistema de colección de tubos evacuados las temperaturas respectivas fueron 72 y 69 °C. El error medio de la temperatura de salida fue de 16.9 y 18.4% para PPC y ETC respectivamente. Por otro lado el error medio de la energía útil fue de 6.9 y 7.6% para PPC y ETC respectivamente. Los colectores de tubo evacuados resultaron con temperaturas más elevadas para pequeños ángulos de incidencia. Sin embargo, los resultados muestran que el modelo se comportó ligeramente mejor en todos los seis casos para el sistema de PPC. Las discrepancias entre los resultados simulados y experimentales se pueden atribuir a errores experimentales que son una función de la precisión de los dispositivos de medición utilizados. El rendimiento a largo plazo de los sistemas de calentamiento solar de agua en diferentes lugares puede predecirse utilizando TRNSYS. El modelado presentó resultados considerablemente aceptables para adaptaciones posteriores a diferentes situaciones, climas y ciudades.

Patrick Dupeyrat *et al.* (2012) evaluó el rendimiento de colectores híbridos fotovoltaicos-térmicos (PTV) como parte de un sistema de energía solar para tres ciudades de Francia (Paris, Lyon y Niza). En TRNSYS se analizó evaluando las diferencias energéticas existentes respecto de un rendimiento térmico ( $f_{save}$ ), entre un sistema híbrido PV-PVT y un sistema compuesto por PV-Colectores. Los datos de entrada fueron el flujo másico de 45 kg/h\*m<sup>2</sup>, un termotanque de 300 litros y un perfil de demanda de 200 L por día a 45°C. El área total de colección fue de 25 m<sup>2</sup> para un sistema PV-Colector donde 21.2 m<sup>2</sup> fueron de PV y 3.8 m<sup>2</sup> fueron ocupados por el colector para París. Sin embargo, el sistema PV-PVT ocupó un área de 18.9 m<sup>2</sup> para PV y 6.1 de PVT para un  $f_{save}$  de 0.55. Lyon requirió un  $f_{save}$  de 0.6 para ello se usaron 3.7 m<sup>2</sup> de colectores y 5.8 m<sup>2</sup> de PVT, teniendo PV un área de 21.3 y 19.2 m<sup>2</sup> respectivamente. Por otra parte para Niza con un  $f_{save}$  de 0.7 correspondieron 3.2 m<sup>2</sup> de colectores y 21.8 m<sup>2</sup> de PV para un sistema Colector-PV. Entonces, el sistema PV-PVT usó 4.8 m<sup>2</sup> de PVT y 20.2 m<sup>2</sup> de PV. Los resultados en términos de los criterios antes mencionados, es decir, la energía, el ahorro de energía primaria y exergía representaron un porcentaje diferencia de rendimiento. Los resultados en materia de exergía para París entre PV/Colector y PV/PVT fueron de 2510 y 2796 kWh/año respectivamente. Lyon presentó un

total de exergía por año de 2833 kWh para un sistema PV/colector y 3149 para uno de tipo PV/PVT. Niza obtuvo valores de exergía de 3650 kWh/Año para el sistema PV/Colector y 4006 kWh/año para un sistema PV/PVT. El aumento de la producción eléctrica para el área del techo equivalente para la combinación PVT/PV resultó ser de alrededor de 12,7% en París, el 12,6% en Lyon y 10.7% en Niza. El uso de colectores PVT permite que gran parte de la radiación solar entrante se aproveche por lo que la energía capturada es mayor y el sistema más eficiente. El rendimiento de los colectores PVT depende de la demanda de energía. El área de PVT se incrementa hasta el mismo  $f_{save}$  a partir de que se alcanza la instalación de colectores térmicos estándar. El uso de sistemas híbridos PV/PVT resultó ser más eficiente para París y Lyon, sin embargo Niza demostró que el  $f_{save}$  variará según donde se ubique el sistema.

Banister & Collins (2015) diseñaron un sistema para calentamiento de agua solar utilizando dos tanques y una bomba de calor para lograr la demanda, esto para para condiciones de Waterloo, Canadá. El sistema de calentamiento con bomba de calor (SAHP), se diseñó comparativamente respecto a un sistema solar doméstico con calentador auxiliar eléctrico (DHW). El comparativo se realizó mediante simulación en TRNSYS, asegurando el perfil de carga. Las variables de entrada perfil de demanda de 300 l/día, área colección de 5, 7.5 y 10 m<sup>2</sup> y con un flujo másico de 420 kg/h\* m<sup>2</sup>. El funcionamiento de los termotanques estuvo controlado con ayuda de FORTRAN que restringía los tiempos en que la bomba de calor y los termotanques se activaban. El sistema se configuró con colectores solares de 2.5 m<sup>2</sup>, dos termotanques de 0.3028 y 0.4504 m<sup>3</sup>, bomba de calor de 3.8 kW, una bomba hidráulica y un intercambiador de calor. El sistema compuesto por un colector presenta un rendimiento anual que genera mínimamente 2000 kJ/m<sup>2</sup> h o 555 W/m<sup>2</sup>. El uso de dos colectores y tres presentaron una producción de 1500 kJ/m<sup>2</sup> h con 417 W/m<sup>2</sup> y 1000 kJ/m<sup>2</sup> h con 278 W/m<sup>2</sup> respectivamente. El sistema (SAHP) disminuyó un 6% el índice de demanda de energía comparado con un sistema de DHW. El área de 7.5 m<sup>2</sup> disminuyó a 9% el consumo de energía y cuando el área fue de 10 m<sup>2</sup> la disminución fue de 12%. El perfil de carga y la temperatura mínima cumplieron la demanda (55°C). El sistema SAHP requirió un 6% menos de energía auxiliar, y este porcentaje se incrementa hasta 12% a medida que se agrega área de colección.

También se observó que a medida que incrementa el volumen del termotanque el sistema requiere menos energía auxiliar y el uso de dos termotanques evita caída de temperatura.

Soteris Kalogirou (2002) realizó un comparativo de diferentes tipos de colectores para aplicaciones de nivel doméstico y para procesos industriales en Chipre, en términos del precio anual energético y considerando el tiempo de vida útil. Los sistemas fueron modelados en TRNSYS usando condiciones meteorológicas anuales típicas para Nicosia, Chipre. En las simulaciones, las entradas fueron el flujo másico de 2000 kg/h, el perfil de carga de 8 horas, volumen de tanque de 25 m<sup>3</sup>. Los datos de la salida de simulación fueron los ciclos de vida útil del colector, energía ganada en un año, temperaturas alcanzadas y costo del dispositivo. Los niveles de temperatura a la salida de los sistemas que se estudiaron fueron desde 60 hasta 240°C en intervalos de 30°C. Para una temperatura de salida de 60°C, el sistema de CTE con área de 200 m<sup>2</sup> presentó la mayor energía ganada de 800 kWh/m<sup>2</sup>. Para 90°C, los sistemas con colectores CTE y CCP con 400 m<sup>2</sup> fueron los de menor área requerida, sin embargo, los CTE fueron más eficientes al generar 900 kWh/m<sup>2</sup>. Para 120°C, el CTE de 500 m<sup>2</sup>, aportó 900 kWh/ m<sup>2</sup>. Para temperaturas mayores a 120°C, los colectores tipo CCP y CTP presentaron un mejor comportamiento debido a sus ciclos de vida con áreas superiores 800 m<sup>2</sup>. El uso de CPP es más eficaz a bajas temperaturas, pero los CCP aportan mayor nivel de temperaturas. El diseño de sistemas debe realizarse con un patrón de carga establecido para evaluar el rendimiento que presenta el sistema con áreas y volúmenes distintos. El incremento del área aumenta la cantidad de colección y su costo. Los incrementos de las pérdidas del sistema dependen en gran medida al incremento del volumen del termotanque. Los calentadores auxiliares son necesarios para cubrir cargas de energía cuando las temperaturas de demandas son muy altas. El sistema más óptimo es aquel que tiene más ciclos de vida (tiempo de vida útil).

### **1.2.2 Simuladores opcionales**

Carlos Rubio *et al.* (2010) diseñaron una planta de poligeneración de energía con el uso de gas natural y energía solar térmica. El diseño de la planta requirió la evaluación de varias configuraciones de sistemas para generar electricidad, calor, frío y agua tratada. Los autores

plantearon diferentes alternativas del diseño del sistema deseado con ayuda del software (ESP-r) para estimar las capacidades y la fracción solar obtenida. Los aspectos considerados fueron el ahorro de energía, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y la viabilidad económica. La factibilidad se analizó mediante la reducción anual de costos, la maximización del beneficio económico y la capacidad de cumplir la demanda solicitada. El diseño consistió en el uso de colectores de tubos evacuados para alcanzar las temperaturas requeridas, intercambiadores de calor de placas y una caldera auxiliar (AXB) para cubrir los picos de demanda. Como entrada en la simulación fueron el  $Fr=0.81$ ,  $FrU_L=2.19 \text{ W/m}^2\text{°C}$ , ángulo de inclinación del colector de  $40^\circ$ . El procedimiento propuesto se aplicó para una ubicación en la costa mediterránea española, con una capacidad de energía total instalada de 3620 kW, con un aporte de 2458 kW La de calor para procesos. La eficiencia energética se estudió por medio de la relación de ahorro de energía convencional, en un período de tiempo de un año. El sistema presentó una eficiencia promedio anual 47.42% del colector, y durante Junio-Octubre resultó del 50%. Sin embargo, el uso de energías solar mostró sólo una eficiencia del 50%, pero el consumo eléctrico y la emisión de  $\text{CO}_2$  se abatieron. Los resultados fueron significativamente buenos cuando se empleó únicamente gases naturales, sin embargo implica un consumo eléctrico elevado.

### **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 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. Los sistemas de colección de solar se han modificado constantemente con la finalidad de evaluar el rendimiento del sistema con variaciones en su diseño.

Las aplicaciones principales del calor solar en procesos industriales se concentran en el calentamiento de agua, generación de energía eléctrica y generación de vapor, todos ellos con diversas finalidades. Muchas de estas estrategias de aprovechamiento de calor se han utilizado en zonas de Europa para el calentamiento de agua, debido a sus condiciones meteorológicas.

Los sistemas de captación solar enfocados en el uso industrial se han diseñado para áreas de colección que van desde 200 hasta 800 m<sup>2</sup> con colectores de placa plana, tubos de vacío y concentradores parabólicos, comúnmente con uso de softwares varios, destacando en gran medida el uso de TRNSYS. Además, la simulación como herramienta de evaluación de dichos sistemas ha generado resultados acertados acerca del rendimiento que presentarán al ser colocados de forma experimental. La simulación como herramienta de trabajo permite la posibilidad de seleccionar diversos elementos de trabajo según la clase de instalación que se desea o en determinados casos, según las temperaturas que se desean, siendo la manipulación de los elementos una de las consideraciones dominantes en la selección de dichos dispositivos. A nivel experimental se han implementado sistemas de concentración cilindro-parabólico con ejes de seguimiento y con volúmenes de almacenamiento que varían entre 7.5 y 40 m<sup>3</sup>, o incluso con ausencia de éstos. Las experimentaciones que se han implementado, con el uso de colectores variados son parte importante de la decisión del elemento final a utilizar, debido a que los análisis realizados no son enfocados únicamente en los parámetros de fracción solar, eficiencia, capacidades y elementos, si no que el aspecto económico se ha convertido en un punto fundamental para la toma de decisiones del implemento de dichos sistemas. Los índices de ahorro de consumo y el análisis costo-beneficio suponen que el desarrollo de esta tecnología y sus modificaciones para hacer eficientes los procesos generan una viabilidad al implemento de estos dispositivos.

En su mayoría, la bibliografía consultada se centra en la búsqueda del mejor concentrador solar para diversos intervalos de temperatura para los cuales el uso de la simulación por TRNSYS específicamente ha arrojado resultados acertados. Finalmente, el estudio con uso de parámetros de diseño, aún es escaso y en su mayoría, los estudios sólo se enfocan en la evaluación del funcionamiento del colector, sin embargo, no se observa cómo afectan el uso de volúmenes amplios de almacén térmico y la importancia del uso de intercambiadores de calor, aspecto que sin duda debe ser contemplado.

## **1.4 Objetivos**

### **1.4.1 Objetivo General**

Desarrollar una plataforma de cómputo como herramienta para el sector empresarial accesible para el dimensionamiento de sistemas de captación solar para calentamiento de agua para procesos industriales, basada en el programa TRNSYS.

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

- Desarrollar una plataforma de simulación basada en el programa TRNSYS.
- Verificar la plataforma de simulación con dos casos de referencia de acuerdo con lo publicado con la agencia internacional de energía.
- Presentar un comparativo del desempeño de sistemas con configuraciones con y sin intercambiadores de calor.

### **1.4.3 Alcances y Limitaciones.**

#### **Alcances**

Con uso de TRNSYS 16 se simularán tres configuraciones de sistemas de aprovechamiento de energía solar para generar calor para procesos industriales con lo cual se observará la eficiencia que puede presentar cada uno.

#### **Limitaciones**

Parámetros de salida no disponibles en el software TRNSYS.

Librerías no disponibles en TRNSYS 16.

Validación de forma experimental de alto costo.

## **1.5 Caracterización del área en que participó.**

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico –CENIDET.

Departamento

Sistemas térmicos

Térmica es una noción con varios usos. Como adjetivo (térmica o térmico), refiere a aquello vinculado a la temperatura o al calor. En este sentido, puede hablarse de sensación térmica para hacer mención a cómo reacciona el organismo del ser humano frente a diversas condiciones ambientales.

## **1.6 Misión y Visión de la Empresa.**

### **Misión**

Contribuir al desarrollo tecnológico sustentable nacional y regional a través de la formación de investigadores e innovadores tecnológicos con visión humanista, competitivos en los ámbitos académico, industrial y de investigación tecnológica, así como participar en el fortalecimiento del posgrado y la investigación del SNEST.

### **Visión**

CENIDET es una institución clave en la consolidación del posgrado y la investigación en el SNEST, líder en la formación de investigadores e innovadores tecnológicos y aporta soluciones tecnológicas pertinentes, sustentables a problemas de su entorno, con amplio reconocimiento nacional e internacional en sus áreas de competencia.

## 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.

El análisis de las aplicaciones de los sistemas de colección solar aplicada a la industria en forma de calor de procesos, requiere del conocimiento de los fundamentos básicos tales como la explicación del fenómeno de radiación solar, los dispositivos para la captación y uso de la energía solar.

### 2.2 Casos de estudio

En el trabajo se estudiaron tres configuraciones distintas de sistemas de colección solar para evaluar la importancia del uso y ubicación de los intercambiadores de calor en el sistema. El sistema propuesto a modelar incorpora energía solar en forma de calor de precalentamiento de agua. En la Figura 2–1. Casos de referencia a) 2 intercambiadores de calor, b) 1 intercambiador después de almacén térmico y c) 1 intercambiador antes de almacén térmico. se muestra un modelo con 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. El sistema consta de tres mallas de trabajo. La configuración tiene dos mallas, como se muestran en la Figura 2–1. Casos de referencia a) 2 intercambiadores de calor, b) 1 intercambiador después de almacén térmico y c) 1 intercambiador antes de almacén térmico. y tiene un intercambiador de calor después al almacén térmico. En el sistema circula agua tratada con salida directa al sistema. Finalmente, la configuración Figura 2–1. Casos de referencia a) 2 intercambiadores de calor, b) 1 intercambiador después de almacén térmico y c) 1 intercambiador antes de almacén térmico. consta de dos mallas, con un intercambiador de calor ubicado antes del almacén térmico y para este sistema se utiliza la mezcla de agua/glicol entre la primera y segunda malla.

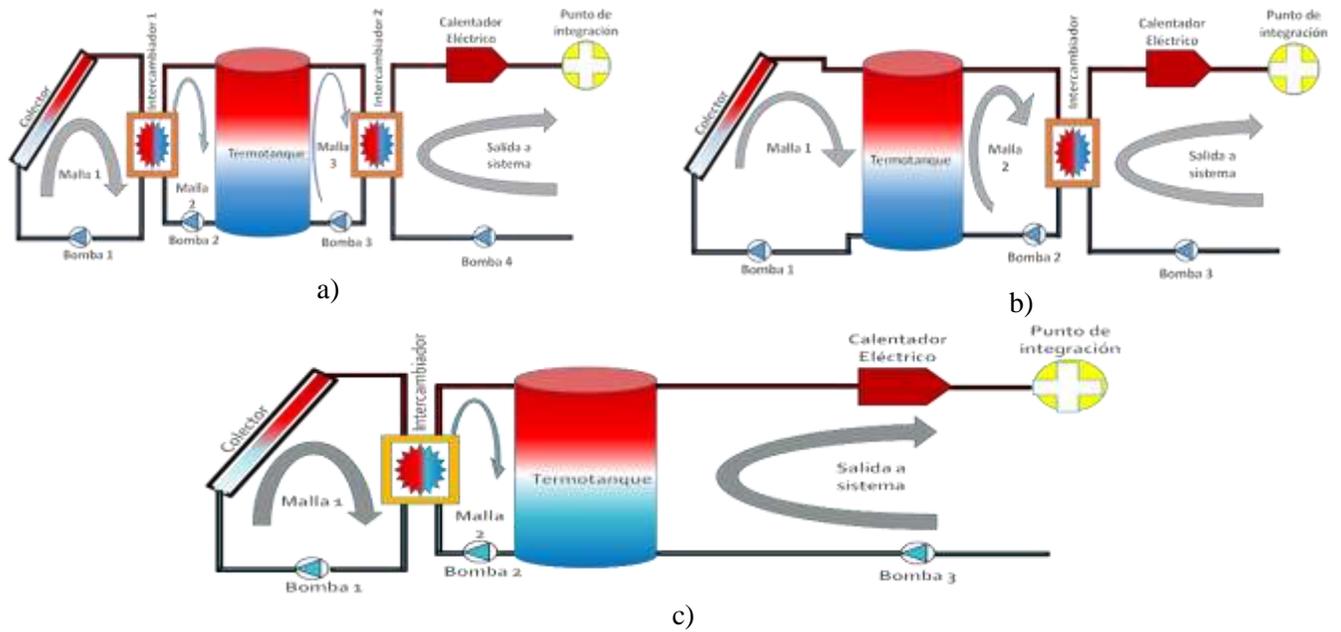


Figura 2–1. Casos de referencia a) 2 intercambiadores de calor, b) 1 intercambiador después de almacén térmico y c) 1 intercambiador antes de almacén térmico.

### 2.3 Modelo Físico

La temperatura de trabajo es de  $90^{\circ}\text{C}$  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 2–2.

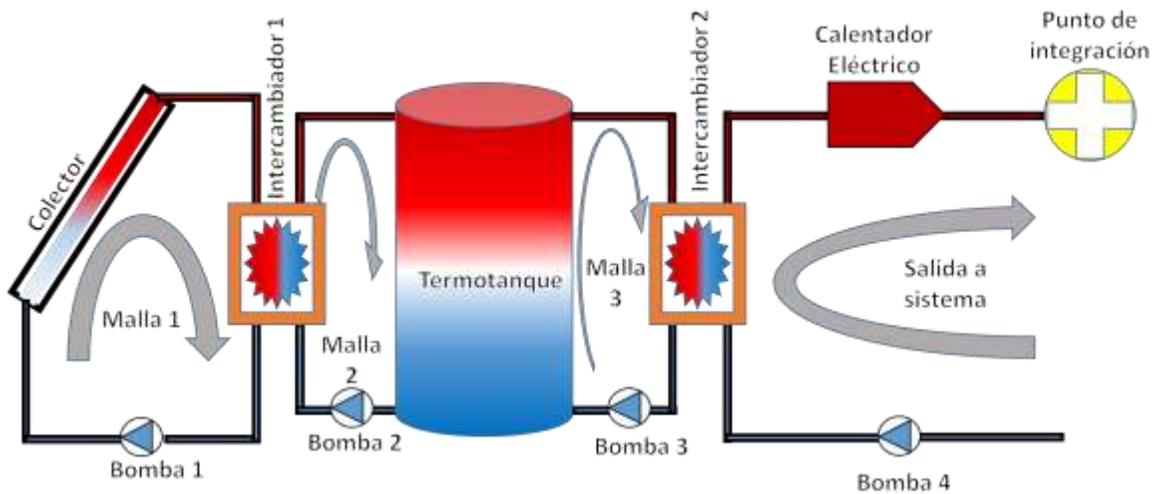


Figura 2–2. Modelo Físico.

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 está encargada de recibir 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 termotanque 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 un segundo intercambiador 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 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 calentamiento solar se integra con una serie de modelos secuenciados acoplados, obtenidos de balances de energía en cada elemento que forma el sistema. Los modelos de cada elemento se acoplan en un sistema de ecuaciones que se resuelve matricialmente. En este caso, el software TRNSYS permite integrar la matriz de

manera automática y entrega los resultados en términos de temperaturas, flujos de calor o cargas térmicas. Para esto el software requiere que se le suministren las características de los distintos componentes: 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 al 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).

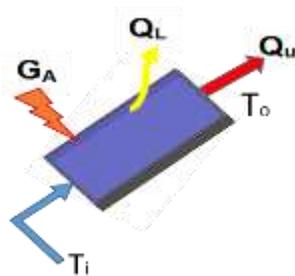


Figura 2-3. Balance de energía en colector.

$$G_A = Q_u + Q_L \left( \frac{kJ}{hr} \right) \quad (2.1)$$

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  $Q_L$  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:

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

Un colector contiene tres coeficientes característicos para determinar su comportamiento,  $a_0$  es el coeficiente de,  $a_1$  y  $a_2$ , donde  $a_1$ , equivale a  $F_R U_L$ , que medido por cada metro cuadrado de colección es igual al coeficiente de pérdida de eficiencia.

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

Con el conocimiento del coeficiente de pérdida de eficiencia del colector ( $a_1$ ) es posible determinar la eficiencia que presenta el colector y por ello se puede determinar la cantidad de  $Q_u$  presentada a la salida del colector, misma que será dada en kJ/hr. Estos coeficientes son obtenidos para la ecuación de la eficiencia de los colectores, al despejar la Ecuación 2.1 en función de la  $Q_u$  obtenemos que:

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

Cuando a  $Q_u$  se evalúa para una  $\lim_{t \rightarrow \infty} Q_u$  encontramos el estado permanente de la función por lo que  $Q_u$  es igual con cero, quedando de la siguiente forma:

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

Al dividir entre la  $GA$  toda la Ecuación 2.8 obtenemos:

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

Por lo que la eficiencia es

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

donde  $F_R\tau\alpha$  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, y 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 Intercambiadores de calor.

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas distintas y separados por una pared sólida, ocurre con la ayuda de intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor a contraflujo se caracterizan por el uso de dos entradas de fluido en lados opuestos, además de dos salidas, cómo se ilustra en la Figura 2-4, está 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 fuente caliente ( $T_{hot1}$ ) y otra de una fuente fría ( $T_{cold2}$ ) y en consecuencia por el proceso de intercambio de calor este dispositivo tiene como salidas una fuente fría para el lado 1 del intercambiador ( $T_{cold1}$ ) y una fuente caliente para la salida del lado 2 del intercambiador ( $T_{hot2}$ ).

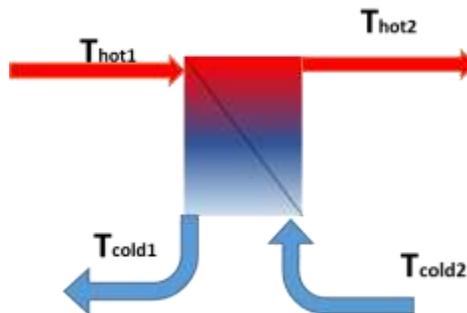


Figura 2-4. Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor.

El análisis de intercambiadores de calor es para determinar el coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , el cual está dado por la Ecuación 2.11

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

Este coeficiente se determina al tener en cuenta las resistencias de conducción y convección en los fluidos de trabajo separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, respectivamente.

Para el diseño o selección del 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. Las relaciones se obtienen aplicando balances de energía a los fluidos (caliente y frío), con esto se obtienen las Ecuaciones 2.12 y 2.13 para un fluido caliente y frío respectivamente como se ilustra en la Figura 2-5.

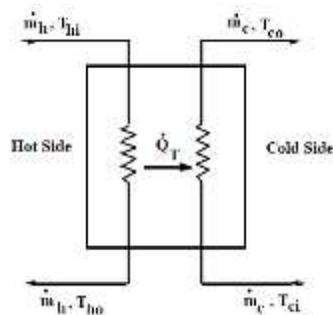


Figura 2-5. Esquema de funcionamiento de un intercambiador de calor.

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

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

donde  $\dot{m}$  es el flujo 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 un 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 ( $\Delta T_m$ ) 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  $\Delta T_m$  es la diferencia de temperaturas media para una media apropiada.

Algo particular en la comparativa de los intercambiadores de calor para contraflujo y los de flujo paralelo tiene que ver con que para una  $U$  del mismo valor para ambos, el comportamiento de las temperaturas de salida varía, debido a que  $T_{co}$ , puede estar por encima de  $T_{ho}$  para contraflujo pero no para un intercambiador de flujo paralelo, debido a la configuración de ambos.

La definición de eficiencia en un intercambiador de calor está relacionada con la transferencia de calor máxima posible,  $q_{m\acute{a}x}$ , para el intercambiador. 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

$$C_c < C_h \quad q_{m\acute{a}x} = C_c(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.115)$$

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:

$$C_h < C_c \quad q_{m\acute{a}x} = C_h(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.126)$$

A partir de esto, se sugiere la expresión general de la transferencia máxima de calor posible cómo:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.17)$$

donde  $C_{m\acute{i}n}$  es igual a  $C_c$  o  $C_h$  según cual sea el menor.

Entonces es posible definir la eficiencia  $\mathcal{E}$  como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (2.138)$$

De las ecuaciones 2.12 2.13 y 2.17, se sigue que

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{\min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.149)$$

A partir del conocimiento de 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 la determinación de las temperaturas de trabajo es necesario realizar una lectura de las temperaturas de los fluidos de entrada, en el modelo actual estas temperaturas son obtenidas de la salida del colector y la entrada por la bomba, para cada parámetro de tiempo se debe realizar una integración constante para conocer las temperaturas de salida.

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

### 2.4.3 Termotanque estratificado.

El termotanque es el elemento 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. El grado de estratificación se determina por el valor de  $N$ . Si  $N$  es igual a uno, el tanque de almacenamiento se modela como un tanque totalmente mezclado y no hay efectos de estratificación.

Un termotanque característico cuenta con dos entradas de temperatura y dos salidas, de manera similar que un intercambiador de calor. Como se puede ver en la Figura 2–6, 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.

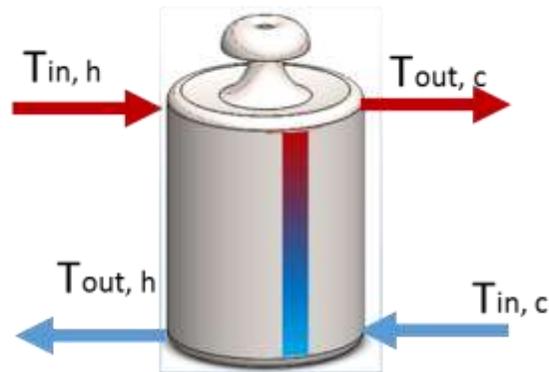


Figura 2–6. Entradas y salidas en termotanques de almacenamiento térmico.

Mediante la ecuación de balance 2.22 se 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,  $\dot{Q}_h$  y  $\dot{Q}_c$  están dadas por las Ecuaciones 2.23 y 2.24, respectivamente.

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

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

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:

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

El 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 2–77, 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.

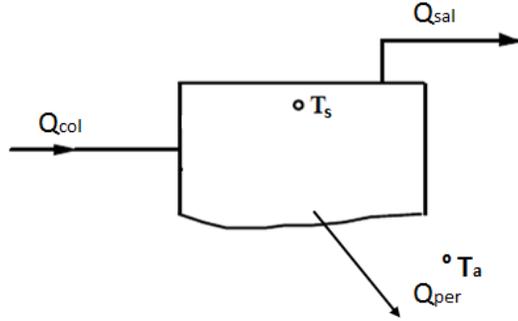


Figura 2-7. Balance para un nodo de termotanque estratificado.

Contemplando las pérdidas al ambiente se obtiene:

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

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  $T'_a$  corresponde a la temperatura ambiente.

El balance para el nodo analizado, se representa con la siguiente ecuación:

$$(\dot{m}C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_{col} - Q_{sal} - Q_{per} \quad (2.177)$$

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

#### 2.4.4 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. El esquema del funcionamiento general de un calentador eléctrico se ilustra en la Figura 2-8. El sistema presenta dos entradas y dos salidas. La característica es una temperatura de entrada y la potencia de para obtener la temperatura a la descarga que se desea contemplando la cantidad de calor perdido al ambiente.

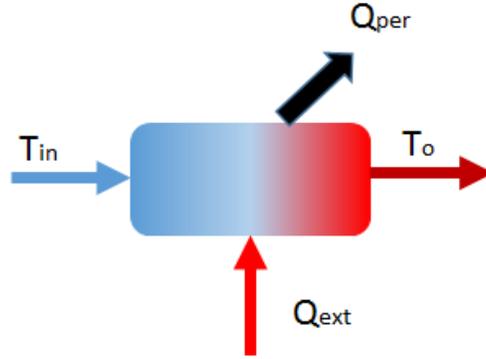


Figura 2–8. Entradas y salidas de Temperatura y calor en un calentador eléctrico.

La ecuación que define el balance termodinámico del calentador eléctrico está dado por la ecuación:

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

donde  $Q_{ext}$  está dado por la ecuación 2.29.

$$Q_{ext} = \frac{\dot{m}C_{pf}(T_{des} - T_{in}) + UA(T_{med} - T_a)}{\eta_{Calen}} \quad (2.219)$$

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,  $\eta_{Calen}$  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 de pérdidas ( $Q_{per}$ ) de la ecuación 2.28 está definido por:

$$Q_{per} = UA(T_{med} - T_a) + (1 - \eta_{Calen})\dot{Q}_{máx} \quad (2.21)$$

donde  $\dot{Q}_{máx}$  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 2.32:

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

donde  $T_o$  es:

$$T_o = \frac{\dot{Q}_{max}\eta_{htr} + \dot{m}C_{pf}T_{in} + UAT_{env} - \frac{UAT_{in}}{2}}{\dot{m}C_{pf} + \frac{UA}{2}} \quad (2.233)$$

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

#### 2.4.5 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

$$Razón\ de\ Uso\ (UR) = \frac{Demanda}{A_c} \quad (2.24)$$

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 2.34 se modifica y queda como

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

Con el conocimiento del área de colección, es necesario ubicar una razón volumétrica ( $R_v$ ), en términos de los litros de almacenaje por área de colección, misma que se expresa en términos de (litros/ $m^2$ ).

Con el conocimiento de la razón volumétrica deseada se establece la relación para encontrar la razón de volumen más adecuada, dada por la ecuación

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

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

El software TRNSYS es un programa de simulación de estado cuasi-estacionario. TRNSYS permite que los componentes del sistema representados sean seleccionados como proformas para 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 los 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 Especificaciones del sistema propuesto.

El modelo de referencia considera a un sistema con características coincidentes con datos de sistemas estudiados y avalados por los estudios realizados por la Agencia Internacional de Energía (IEA) por sus siglas en inglés, ya que la IEA realiza medición de diversos parámetros de sistemas para diversas ciudades. En este caso se simuló para condiciones de radiación solar de Graz, Austria.

Las características/especificaciones de los parámetros del colector solar de placa plana se muestran en la Tabla 3-1. Características del colector empleado. Tabla 3-1.

Tabla 3-1. Características del colector empleado.

Colector solar	
Tipo	Placa Plana
Área de colectores	200 m <sup>2</sup>
Fluido de transferencia por el colector	Agua/Glicol con Cp= 3.7 kJ/(m <sup>2</sup> K)
Eficiencia de intercepción (eta_0)	0.811
Ángulo azimutal	Frente al Ecuador

Ángulo de inclinación	40°
-----------------------	-----

Los intercambiadores de calor presentan un coeficiente de transferencia de calor de 24000 W/K, por los cuales para el *HXI* (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 3-2.

Tabla 3-2. Fluidos y  $C_p$ 's.

Fluido de trabajo	$C_p$
Agua/Propilenglicol	3.7 kJ/(m <sup>2</sup> K)
Agua	4.19 kJ/(m <sup>2</sup> K)

Las características de las bombas hidráulicas usadas fueron el fluido de trabajo, su capacidad, potencia nominal, eficiencia de bomba y motor son presentados en la Tabla 3-3 para cada bomba usada.

Tabla 3-3. Características de las bombas empleadas 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 termotanque usado es de tipo cilindro vertical de perdidas uniformes con 2 entradas y 2 salidas tipo (Type60C). La capacidad de 12 m<sup>3</sup> y una altura de 3 m. El fluido de trabajo del tanque es agua con  $C_p$  de 4.19 kJ/(kg\*K) y un coeficiente de pérdida térmica en el tanque de 0.833 kJ/(hr\*m<sup>2</sup>\*K). Además, el análisis del recipiente térmico está dado por un análisis nodal en 5 secciones.

El perfil de carga de agua está definido por la siguiente relación.

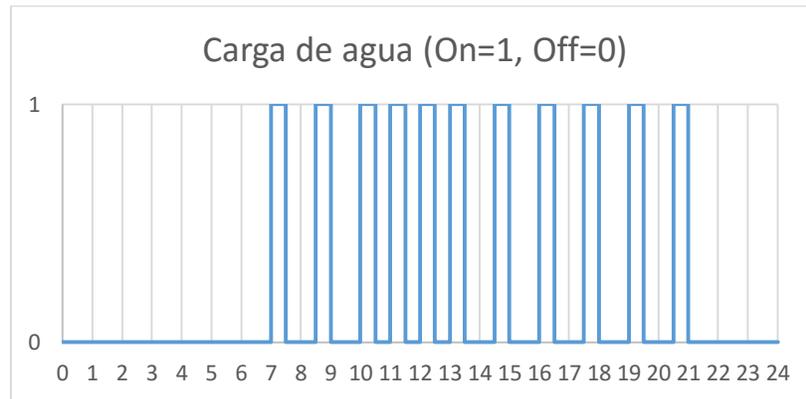


Figura 3-1. Perfil de carga con control On-Off por períodos de tiempos pre-seleccionados.

El sistema propuesto 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 estrategia de solución en TRNSYS.

El proceso de simulación del sistema propuesto consiste en inter-relacionar los diversos componentes del sistema con la ayuda de link's que permiten especificar qué acción ejecuta 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 está en un óptimo desempeño tiene la capacidad de impedir o dar paso al uso de las bombas, todo esto con el 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-, en donde se muestran las relaciones realizadas para cada elemento.

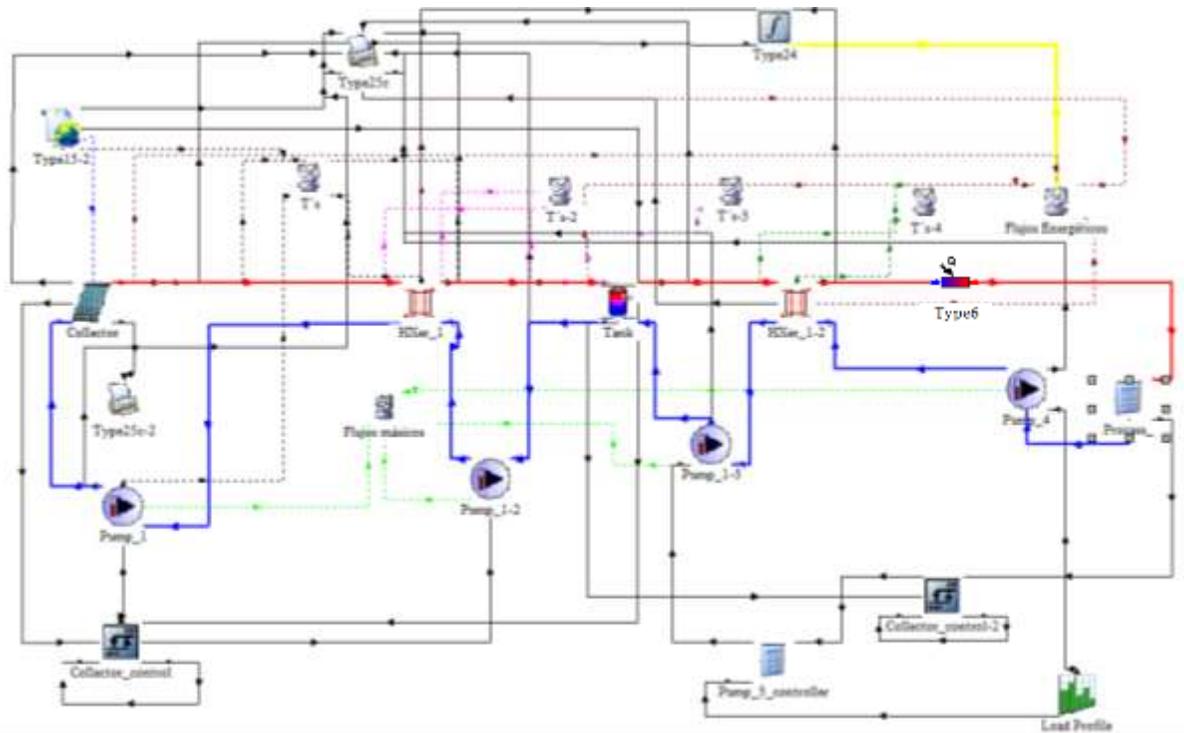
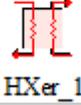


Figura 3-2. Sistema simulado de pre-calentamiento de agua tratada.

La simbología y nomenclatura de los elementos utilizados en la simulación en TRNSYS se muestran en la Tabla 3-4.

Tabla 3-4. Componentes empleados en el sistema propuesto.

Componente	Tipo	Características	Simbología
<b>Colector</b>	Type71	Colector de placa plana	 Collector
<b>Intercambiador de calor</b>	Type5b	Contraflujo	 HXer_1
<b>Elemento auxiliar (heater)</b>	Type6	Set Point 90°C	 Type6
<b>Perfil de carga</b>	Type14	Carga de demanda de agua	 Load Profile
<b>Bomba hidráulica</b>	Type110	Bomba de velocidad variable	 Pump_4

<b>Termotanque</b>	Type60	Estratificado, vertical y pérdidas uniformes	 Tank
<b>Base de datos climáticos</b>	Type 15-2	TMY-2	 Type15-2
<b>Controlador de setpoints</b>	Process	Censa y determina set points (punto de ajuste) de elementos deseados a controlar	 Process_
<b>Controlador On-Off</b>	Type2	Genera una señal de control de encendido o apagado.	 Collector_control
<b>Integrador</b>	Type24-2	Integra la energía por año	 Type24-2
<b>Impresora</b>	Type25c	Representa en una hoja de Excel las variables de análisis	 System Printer
<b>Graficadores</b>	Type65c	Representa de manera gráfica las variables deseadas para su análisis	 Type65c-2

## Capítulo 4 Análisis de resultados

En este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos, considerando los conceptos del Capítulo 2. En la primera parte se muestra la verificación de la metodología de solución del código elaborado en TRNSYS considerando balances de energía. 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 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 de las 13:00 a las 13:20 horas del día 105, que corresponde al 15 de Abril. 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.

#### 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. En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** Los elementos considerados en el análisis fueron las bombas, colector, intercambiadores de calor, tanque y calentador eléctrico. Los datos obtenidos 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 3-3.

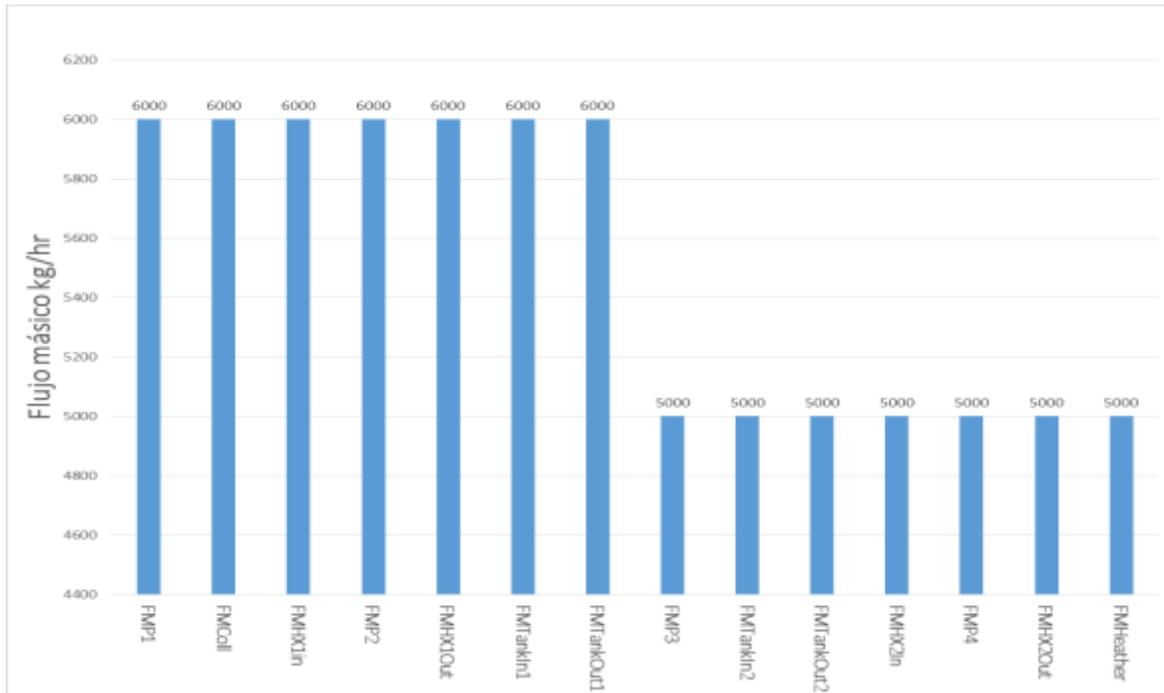


Figura 4-1. Análisis de flujo másico para cada elemento del sistema.

#### 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 ( $GA$ ), 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 de balance 2.1 se satisface. La potencia de pérdidas en el colector se obtuvo a través del cálculo de  $F_R U_L$  y su comparación directa con la cantidad de pérdidas  $Q_p$  arrojado de TRNSYS, como se muestra en la Figura 4-3.

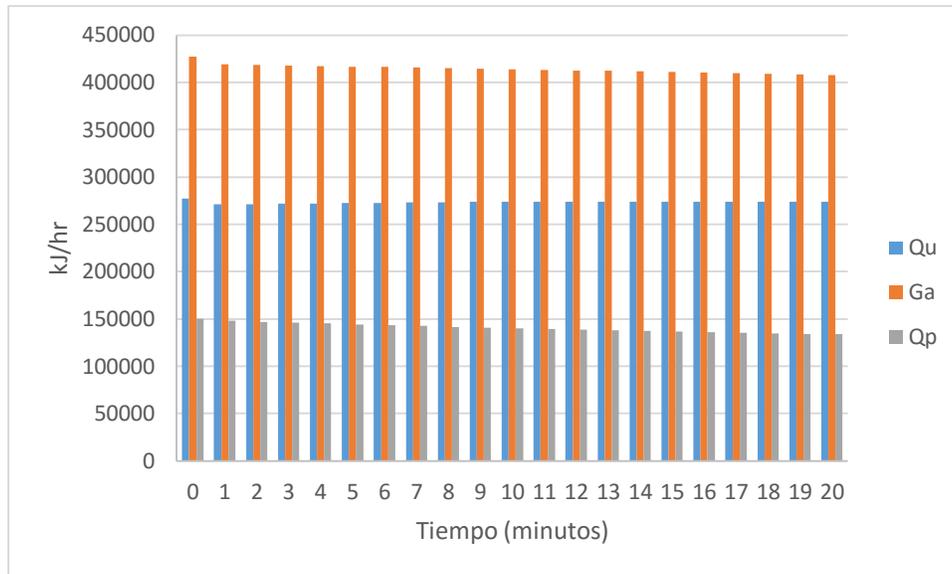


Figura 4-2. Balance de energía en colector.

En el comparativo presentado en la Figura 4.3, entre  $Q_p$  y  $F_R U_L$ , 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.

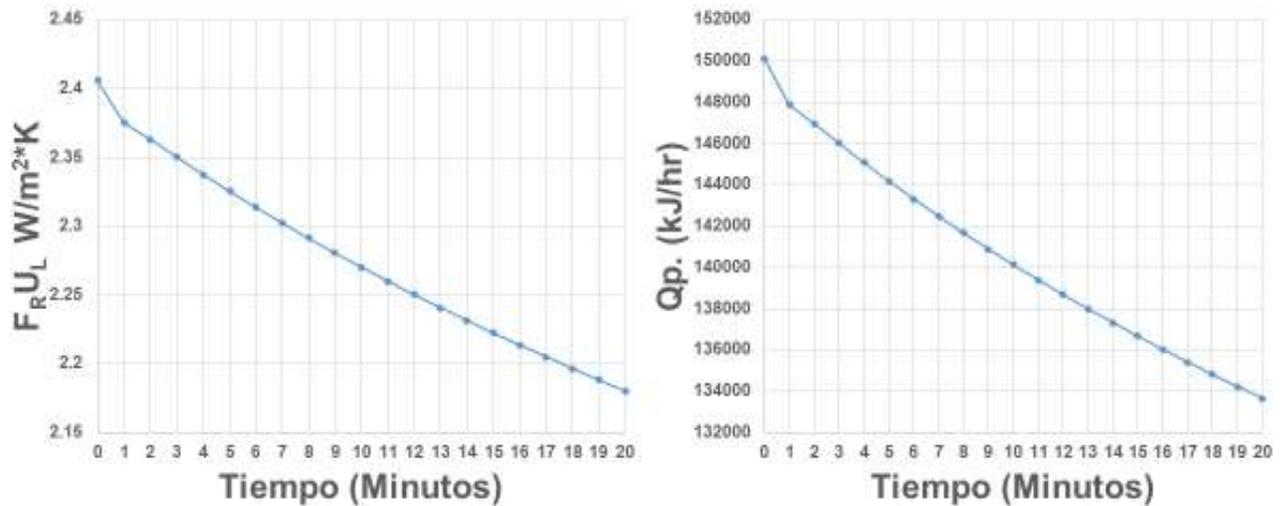
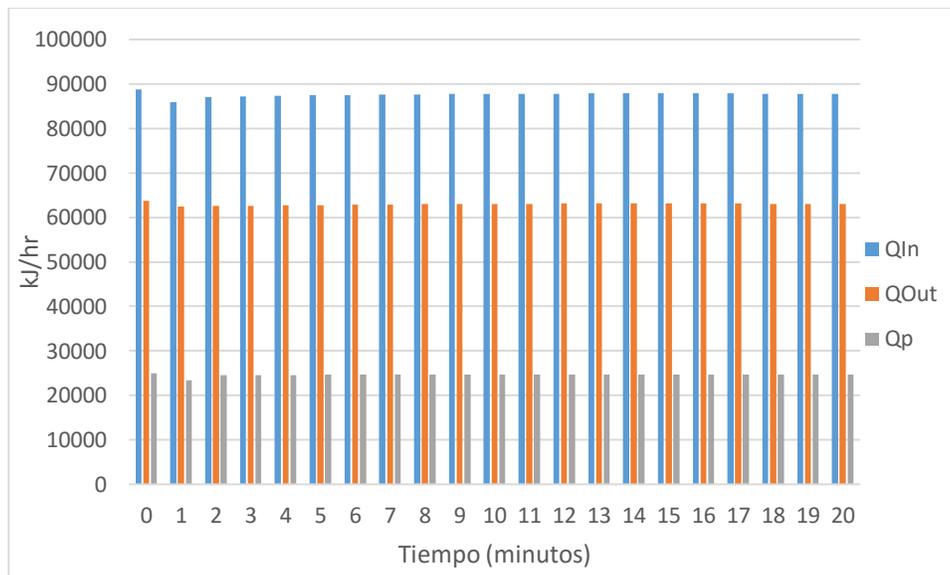


Figura 4-3. . Comportamiento de  $F_R U_L$  vs.  $Q_p$ .

### ***Balance de energía en intercambiador.***

En la Figura 4-4 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 4-4. Balance de energía en intercambiador.*

### ***Balance de energía en 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 4-5 se muestra que la potencia obtenida en la salida de  $Q_c$  es la suma de  $Q_p + Q_h + Q_{alm}$ , por lo que se observa que se cumple el balance.

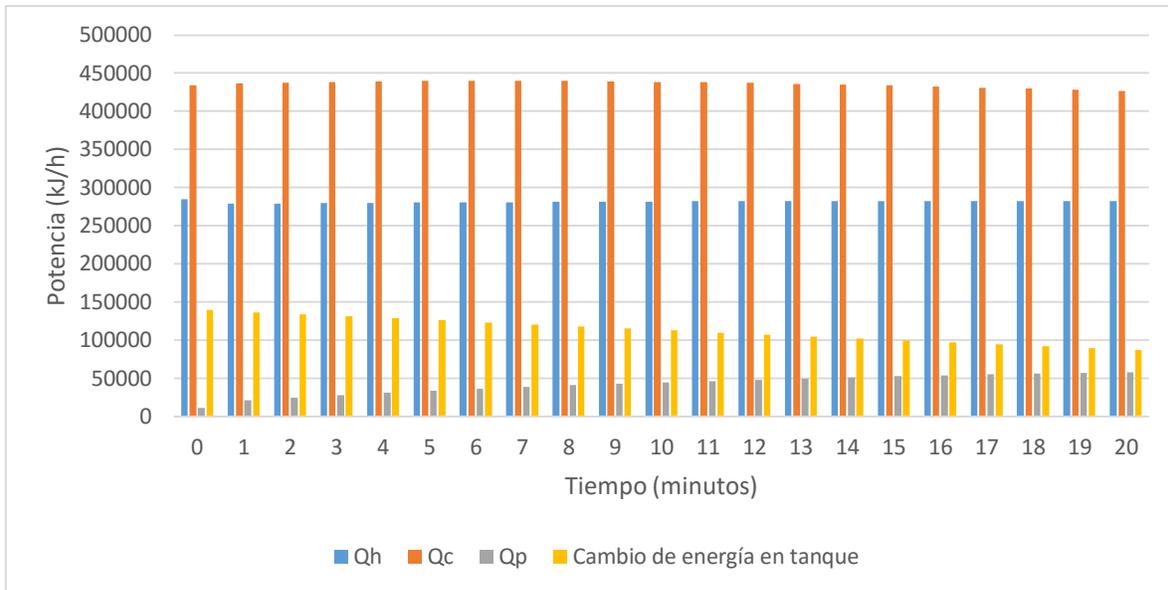


Figura 4-5. Balance de energía en almacén térmico.

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 4.6.

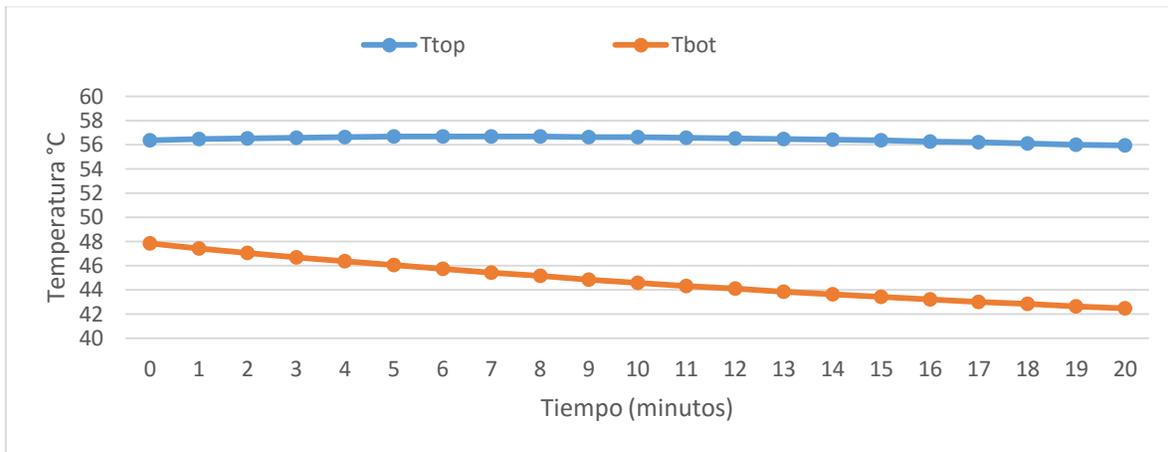


Figura 4-6. Temperaturas de la parte superior e inferior del termotanque.

### **Balace de energía en 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 4-7. 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, lo que 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.

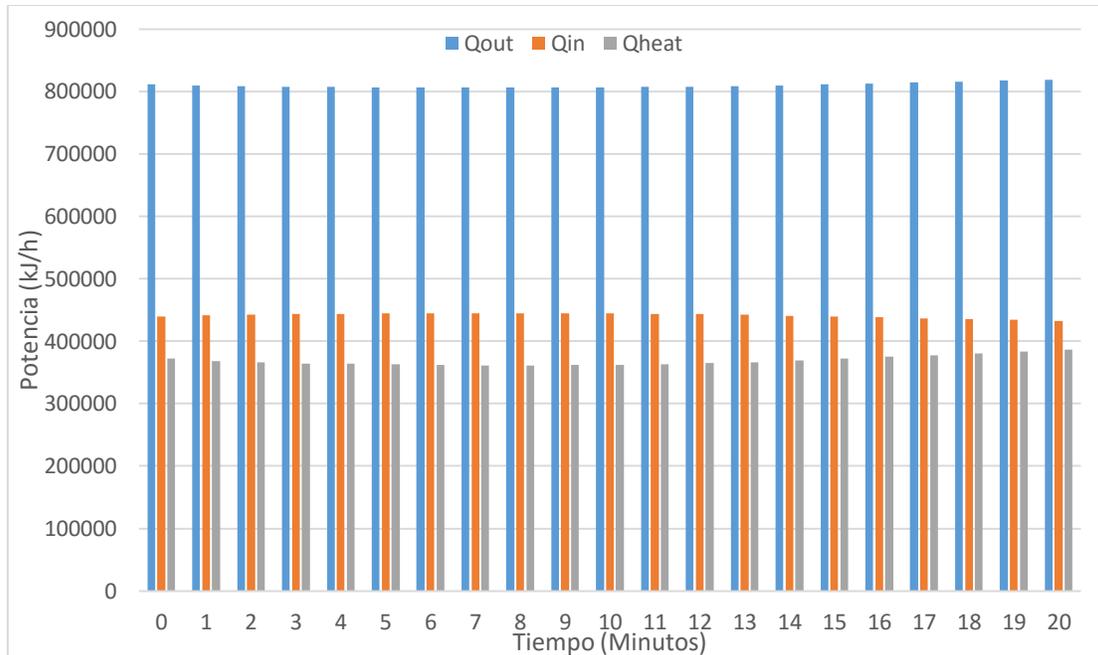


Figura 4-7. Balance energético en calentador eléctrico.

## 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 emplearán.

### 4.2.1 Construcción de nomogramas

Para la evaluación comparativa de tres sistemas distintos de colección solar se elaboró un nomograma para la selección y evaluación prevista de sistemas de colección solar. 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/m<sup>2</sup> 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 4–8 muestra el nomograma del comportamiento de los sistemas de colección para diversas razones volumétricas. La razón volumétrica menos eficiente es de 10 (l/min\*m<sup>2</sup>) debido a que su fracción solar es de 14.34875 y potencia anual de 385.81625 (kWh/año-m<sup>2</sup>) en promedio para razones de uso de 0 a 200. La razón de 30 (l/min\*m<sup>2</sup>) muestra una fracción solar promedio de 23.05875 y energía anual de 695.4775 (kWh/año-m<sup>2</sup>), lo cual es mejor que las razones de 50 y 70 debido a que las áreas y volúmenes requeridas para razones volumétricas mayores traen como consecuencia costos más elevados en las instalaciones, aunque incrementan sus niveles de fracción solar y energía anual en un porcentaje mínimo. También se puede visualizar que el sistema más eficiente a emplear es el de razón volumétrica de 30 y una razón de uso de 75 debido a que su fracción solar es elevada y con un área menor alcanzará una cantidad de energía similar a las razones de uso mayores a 75.

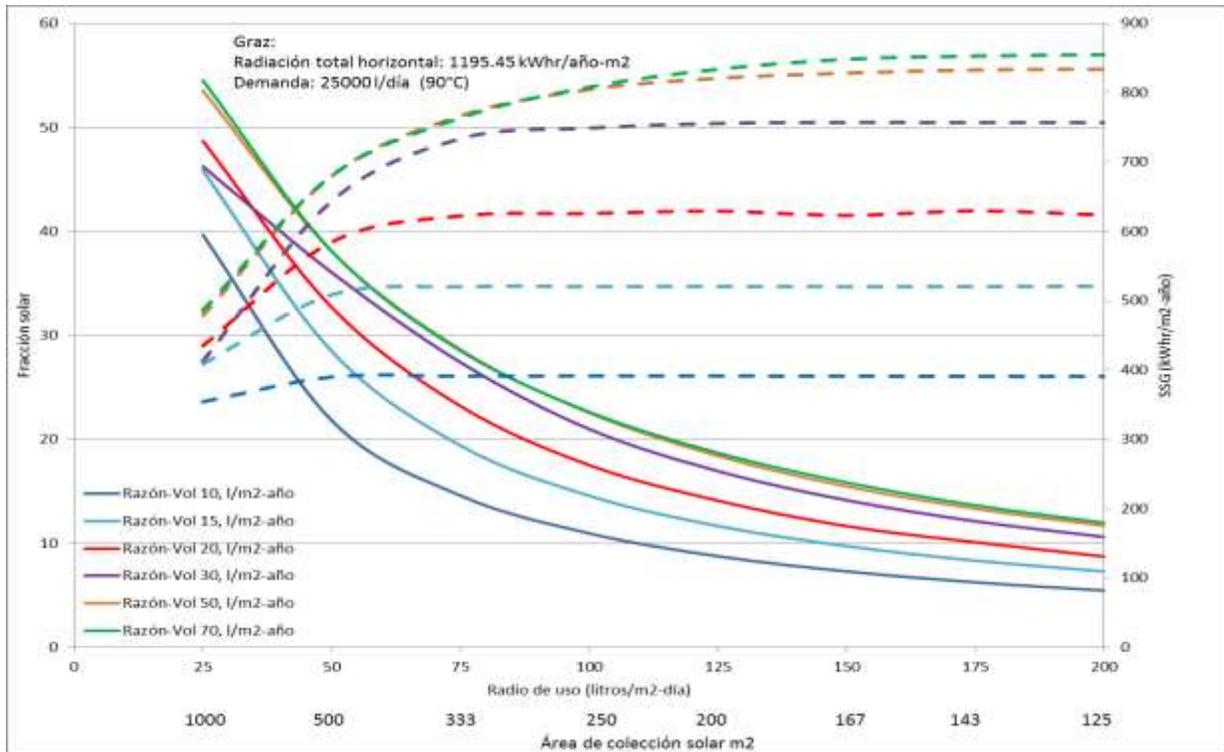


Figura 4-8. Nomograma de sistema de colección para razones volumétricas de 10,15, 20, 30, 50 y 70 l/m²·año.

### 4.3 Evaluación de selección de tres sistemas de colección solar de referencia distintos.

La evaluación de la eficiencia del modelo original y tres casos distintos de sistemas de colección solar se realizó mediante los parámetros de fracción solar y la potencia generada a la salida del proceso, estos parámetros fueron simulados y evaluados con la ayuda de TRNSYS, para un período de tiempo de un año y para condiciones de Graz, Austria.

#### 4.3.2 Evaluación de modelo físico.

La Figura 4-9 muestra los resultados de la simulación del modelo físico original ( $A=200 \text{ m}^2$  y  $V= 12 \text{ m}^3$ ). En la figura se identifican la cantidad de potencia generada por el sistema de colección solar y la cantidad aportada por el calentador eléctrico una vez que la configuración fue modificada para su uso con un intercambiador único antes del termostanque, para su uso con un intercambiador después del tanque y para el modelo original con dos intercambiadores.

Los resultados ilustrados en la Figura 4.9 muestran que la potencia generada por el modelo con intercambiador de calor antes del almacén térmico es más eficiente que los otros dos casos debido a que genera 629.5 GJ/hr lo que corresponde en total a una fracción solar de 19.79% superior al 19.25% presentado por el modelo con dos intercambiadores de calor y el 11.66% por el intercambiador colocado después del almacén térmico, por lo que el caso más eficiente para el modelo físico original corresponde al uso de un intercambiador de calor antes del almacén térmico.

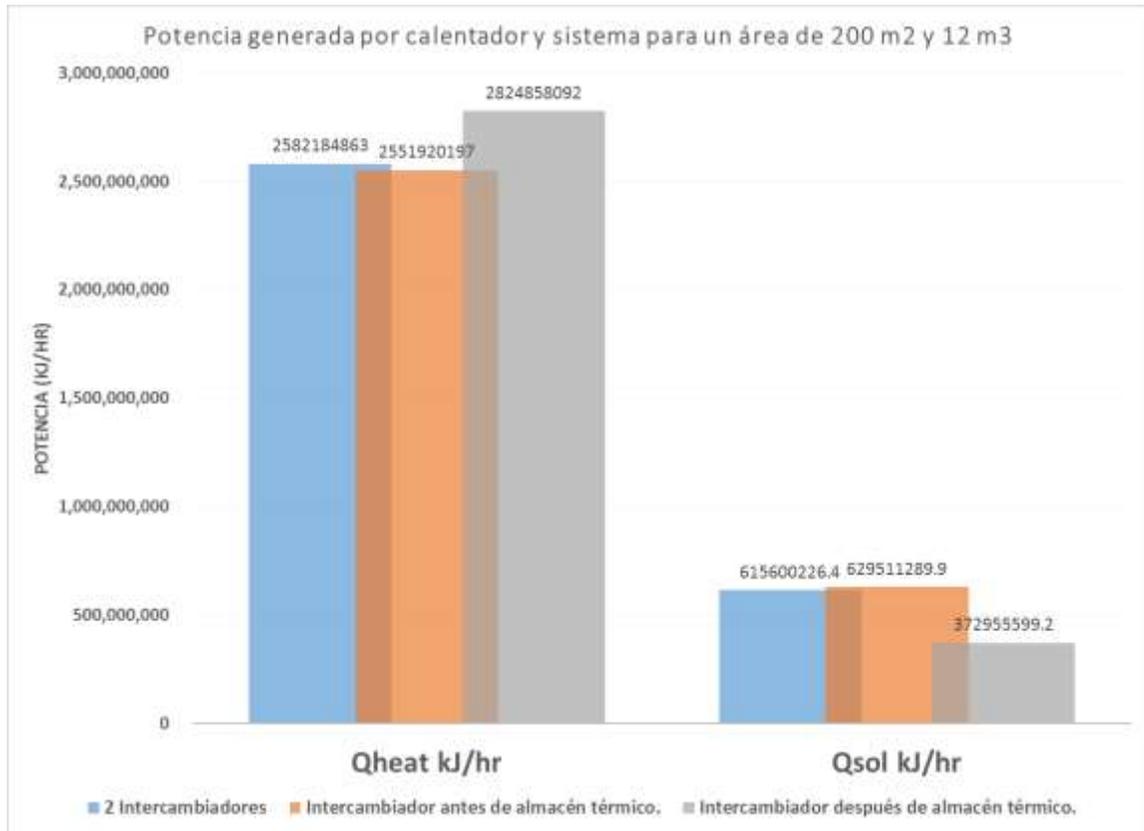


Figura 4-9. Evaluación de modelo físico.

### 4.3.3 Comparativo de los tres casos de configuración.

En la Figura 4-10 se muestra el análisis de tendencia que presentó la simulación de los tres casos estudiados, considerando una razón de uso de 100 con variaciones de volumen de almacén térmico. Los resultados muestran que la eficiencia presentada por el sistema con almacén térmico con un intercambiador de calor antes del almacén térmico es la más adecuada para implementarse debido a que para todas las razones de almacén térmico es el

que mayor fracción solar presenta. Además, el sistema menos eficiente es el que cuenta con un solo intercambiador de calor después del almacén térmico.

El rendimiento del modelo con dos intercambiadores de calor presenta un crecimiento a mayores razones de volumen con lo cual se podría evaluar para un volumen de 20 m<sup>3</sup> esperando poder pasar la fracción solar del sistema con un intercambiador antes del almacén debido a que su curva desde el volumen de 7.5 m<sup>3</sup> es descendente.

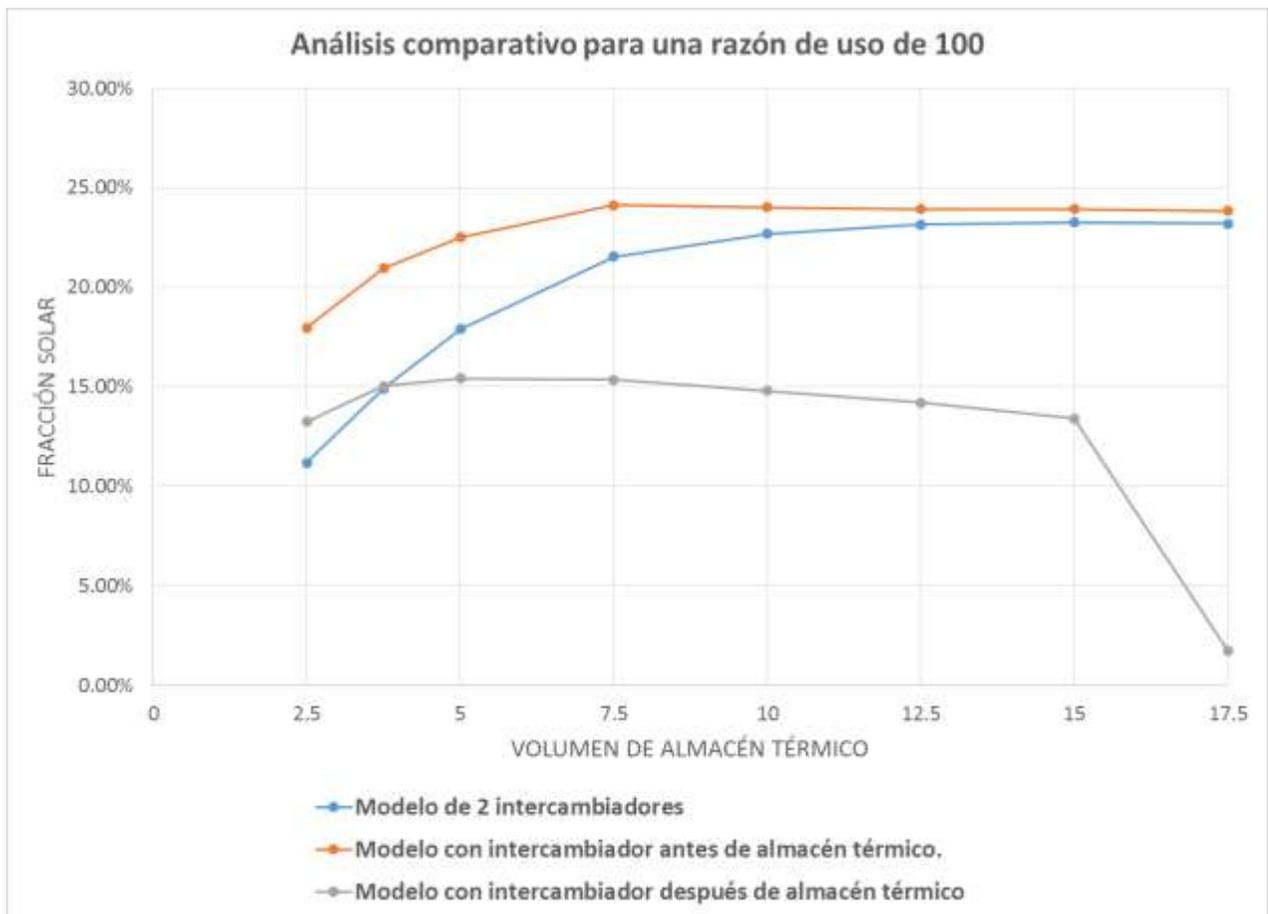


Figura 4–10. Análisis de tendencia de FS vs. Volumen de almacén térmico en 3 casos de referencia.



## Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones

En este capítulo se presentan las conclusiones y las recomendaciones que se sugieren para futuros trabajos en este tema.

### 5.1 Conclusiones.

1. La fracción solar para los sistemas de colección solar con mediana temperatura oscila entre 11 y 50%, el resultado se debe a que en el análisis costo-beneficio resulta más eficiente el implemento de sistemas con áreas de colección y volúmenes de almacenamiento no muy grandes.

La metodología de balances de energía para la verificación de los resultados obtenidos por la simulación en TRNSYS resultó adecuada y se observó concordancia.

2. Se aplicó la metodología de diseño de sistemas de colección con el uso de nomogramas, se eligió esta metodología debido a que muestra con facilidad parámetros como la fracción solar anual de un sistema de colección solar y la potencia total de salida por año para diversas razones volumétricas y áreas.

El uso de nomogramas resulta sencillo para posibles modificaciones que se adapten a las necesidades de las industrias que consideren usar sistemas de colección solar como fuente que aporte energía a sus procesos.

3. La capacidad de las bombas hidráulicas para usarse en los sistemas de colección estará relacionada directamente con la capacidad de almacén térmico debido a que si la cantidad de fluido aportado por hora es demasiado elevada y el almacén muy pequeño la fracción solar disminuirá pues el sistema actuará en forma de radiador, perdiendo constantemente la energía que debería ganarse desde el colector por que la temperatura del fluido no alcanzará a elevarse por el diferencial tan pequeño que tendrá el fluido dentro del colector.

4. En el diseño del sistema considerando las tres configuraciones, el rendimiento de los sistemas de colección se ve reducido cuando se implementa el uso de un

intercambiador de calor después del almacén térmico debido a que el agua que retroalimenta al colector ingresa con una temperatura mucho más elevada que en los casos anteriores, generando un gradiente de temperatura considerablemente menor al de los otros 2 casos presentados, además de que cuando el volumen supera los  $16 \text{ m}^3$  la fracción solar cae en un 80-90% debido a que el diferencial de temperatura es aún menor por la saturación de fluido al almacén, por lo que a mayor cantidad de fluido en el almacén la temperatura dentro del mismo se verá reducida considerablemente por lo que contemplando las pérdidas al ambiente en el intercambiador esta fracción solar cae de manera abrupta.

5. El rendimiento de los sistemas de colección con uso de un intercambiador de calor antes del almacén térmico se ve afectado para volúmenes muy altos debido a que la cantidad de fluido de demanda genera una elevada pérdida de calor porque la diferencial de temperatura entre la entrada y salida se irá reduciendo por el exceso de fluido en el almacén térmico.
6. El uso de sistemas colección solar con dos intercambiadores de calor es más eficiente a medida que el volumen de almacenamiento térmico es grande, debido a que el fluido de trabajo después del primer intercambiador de calor es agua que transporta la cantidad de calor con mayor facilidad que con el uso de un solo intercambiador de calor antes del almacén térmico debido a la saturación de energía que sufre y la regulación que hace el almacén realiza para la temperatura ( $T_{\text{set}}$ ) la cual impide el incremento abrupto de energía dentro del almacén térmico.
7. El uso de sistemas de colección solar para su implemento en el sector industrial será eficiente para áreas de colección entre  $200$  y  $500 \text{ m}^2$  para razones volumétricas entre  $15$  y  $30 \text{ l/m}^2 \cdot \text{año}$  debido a que su fracción solar será considerablemente buena y los costos de equipos con estas capacidades resultan no ser muy elevados para colectores de tipo placa plana, los cuales son ideales para su uso en temperaturas entre  $70$  y  $120 \text{ }^\circ\text{C}$ , temperaturas que son comúnmente empleadas en industrias de mediana temperatura.

## 5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.

1. Realizar el diseño considerando simulaciones donde se consideren días de mantenimiento y, feriados entre otros, para visualizar la fracción solar anual verdadera.
2. Regular el uso de los nodos de evaluación para el estudio del funcionamiento del almacén térmico.
3. Realizar un análisis de la importancia que tiene el volumen de almacenamiento térmico.
4. Evaluar los resultados obtenidos con la simulación por medio de un análisis experimental para los tres
5. casos mencionados.

# Referencias

- Ayompe, L., Duffy, A., McCormack, S., & Conlon, M. (25 de Febrero de 2011). Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors. *Applied Thermal Engineering* (31), 1536-1542. Recuperado el 06 de Octubre de 2015, de [www.elsevier.com/locate/apthermeng](http://www.elsevier.com/locate/apthermeng)
- Banister, C., & Collins, M. (9 de Abril de 2015). Development and performance of a dual tank solar-assisted heat pump system. *Applied Energy*(149), 125-132. doi:0306-2619
- Barriga Rivera, A., Delgado Plaza, E., Sáenz de Viteri, J., Peralta Jaramillo, J., Naranjo Valencia, M., & Villalta Delgado, K. (2011). *INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE FUENTES RENOVABLES DE ENERGÍA*. Recuperado el 6 de Agosto de 2015, de Project Latin: <http://escritura.proyectolatin.org/introduccion-al-estudio-de-fuentes-renovables-de-energia/241-colector-solar/>
- Cámara Oficial del Comercio e Industria de Madrid. (2006). *Energía Solar Térmica en la Comunidad de Madrid*. Obtenido de Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid (FENERCOM): <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/energia-solar-termica-en-la-comunidad-de-madrid-fenercom.pdf>
- Conde Sánchez, M. A., & Ramos Mateos, Z. A. (2014). *DISEÑO DE UN CALENTADOR SOLAR DE PLACA DE CALOR PARA CALENTAMIENTO DE AGUA PARA USO DOMÉSTICO*. Recuperado el 07 de Septiembre de 2015, de Facultad de Ingeniería UNAM: <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/3062/Tesis.pdf?sequence=1>
- Dupeyrat, P., Ménézo, C., & Fortuin, S. (29 de Septiembre de 2012). Study of the thermal and electrical performances of PVT solar hot water system. *Energy and Buildings*(68), 751-755. doi:0378-7788
- 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](http://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](http://www.ise.fraunhofer.de)
- Kalogirou, S. (16 de Noviembre de 2002). The potencial of solar industrial process heat applications. *APPLIED ENERGY*(76), 337-361. Recuperado el 13 de Septiembre de 2015, de [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)
- Kalogirou, S. (16 de Noviembre de 2002). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*(76), 337-361. doi:10.1016/S0306-2619(02)00176-9
- Loureiro , M. (2007). *CALENTAMIENTO DE AGUA, CALEFACCIÓN Y REFRIGERACIÓN POR ENERGÍA SOLAR*. Obtenido de INGENIERO AMBIENTAL: <http://www.marioloureiro.net/ciencia/EnerSolarTermica/SolarPROCESOSTERMO/Solar6.pdf>
- Rubio Maya, C., Uche-Marcuello, J., Martínez-Gracia , A., & Bayod-Rújula, A. A. (3 de Agosto de 2010). Design optimization of a polygeneration plant fuelled by natural gas and renewable energy sources. *Applied Energy*(88), 449-457. Recuperado el 02 de Octubre de 2015
- Tashtoush, B., Alshare, A., & Al-Rifai, S. (20 de Mayo de 2015). Hourly dynamic simulation of solar ejector cooling system using TRNSYS for Jordanian climate. *Energy Conversion and Management*(100), 288-300. Recuperado el 13 de Septiembre de 2015, de [www.elsevier.com/locate/enconman](http://www.elsevier.com/locate/enconman)

