

Evaluación Energética de un Transformador de Calor Solar Con LiBr/H<sub>2</sub>O Para la  
Producción de Agua Caliente en Aplicaciones Industriales

Juan José Castillo Álvarez y David Rodríguez Mantilla

Trabajo de Grado para Optar el Título de Ingeniero Mecánico

Director

Carlos Fidel Amarís Castilla

Doctor en tecnologías de climatización y eficiencia energética

Universidad Industrial de Santander  
Facultad De Ingenierías Físicomecánicas  
Escuela De Ingeniería Mecánica  
Programa De Ingeniería Mecánica  
Bucaramanga  
2026

### **Dedicatoria**

A Dios por guiar mis pasos en estos 5 años de carrera universitaria y toda mi vida, a mis padres Bianca Álvarez y Félix Castillo, a mi hermana María José por ser mi todo, mi motor y mi inspiración para lograr todo lo que he logrado, porque sin ellos no sería quien soy, y no tendría la fuerza para lograr mis objetivos día tras día, por su sacrificio y ser el soporte en todos los momentos difíciles.

A mi familia, a mis abuelas María Elena y Elcie, a mis tías Azucena, Fanny y Nubia, a mis tíos Juan Carlos y Luis Carlos por apoyarme en todo momento con sus consejos, regaños, por su apoyo incondicional y ayuda brindada, mis triunfos son para todos ustedes.

A todos los profesores que me han formado desde el colegio hasta terminar las materias en la universidad, en especial a nuestro director de trabajo de grado, Carlos Fidel Amaris Castilla, por su compromiso como docente, por la paciencia y por la orientación brindada.

A mis mejores amigos, Sebastián Cáceres, Sebastián León, Sebastián Rodríguez, Andrés Roa, Christian García, Daniel Gómez, Martin Anaya, Alejandro Rodríguez y Dillan Useche, por estar presentes en mi niñez y juventud haciendo más llevaderos los momentos difíciles, por más risas junto a ustedes.

Al cielo a mi abuelo Fabio Hernández que en paz descansa por heredarme el amor a la ingeniería.

Este logro representa el inicio de una nueva etapa colmada de oportunidades y retos, y tengo la certeza de que continuaré contando con la guía de Dios y el apoyo incondicional de las personas que me acompañan para alcanzar nuevas metas.

*Juan José Castillo Álvarez*

Primeramente, agradezco a Dios por acompañarme y darme fortaleza a lo largo de esta etapa universitaria, por iluminar mi camino en los momentos de incertidumbre y por concederme la disciplina, la constancia y la sabiduría necesarias para afrontar cada reto sin perder la determinación.

A mi familia, por ser el pilar fundamental de mi vida y la fuente permanente de motivación. Gracias por su amor incondicional, por sus sacrificios, por creer en mí incluso cuando el camino parecía difícil y por enseñarme, con su ejemplo, el valor del esfuerzo, la responsabilidad y la perseverancia. Este logro también les pertenece.

A mis amigos, quienes hicieron de este proceso una experiencia más enriquecedora y llevadera. Gracias por su apoyo constante, por las palabras de ánimo en los momentos más difíciles y por compartir tanto los desafíos como las alegrías que marcaron esta etapa.

A los profesores de la Universidad Industrial de Santander, por su compromiso con nuestra formación académica y profesional, y por transmitir no solo conocimientos técnicos, sino también criterios, ética y pasión por la ingeniería. De manera especial, al profesor Carlos Fidel Amaris Castilla, por su orientación permanente, su disposición para aclarar cada inquietud y su valioso acompañamiento desde el inicio hasta la culminación de este proyecto. Su guía fue fundamental para alcanzar los resultados obtenidos.

*David Rodríguez Mantilla*

### **Agradecimientos**

A nuestro director de proyecto, el profesor Carlos Fidel Amaris Castilla, ya que sin su ayuda no hubiera sido posible la culminación de este proyecto, mostrando desde el inicio su buena voluntad y disposición para acompañarnos en todo el proceso, aconsejándonos en cada fase y ayudándonos con todos los desafíos que fueron surgiendo.

También agradecemos a la Universidad Industrial de Santander y a todos los profesores que nos acompañaron en los últimos 5 años, dándonos el conocimiento y las habilidades necesario para formarnos como profesionales preparados para ejercer en la industria.

**Tabla de contenido**

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	13
Planteamiento del problema.....	13
1.2 Objetivos.....	15
1.2.1 Objetivo General.....	15
1.2.2 Objetivos Específicos.....	15
1.3 Alcance .....	16
1.4 Justificación .....	16
2. Cuerpo del Trabajo .....	18
2.1 Marco Referencial.....	18
2.1.1 Transformadores de calor .....	18
2.1.1.1 Funcionamiento.....	19
2.1.1.2 Componentes.....	20
2.1.1.2.1 Generador.....	20
2.1.1.2.2 Evaporador.....	20
2.1.1.2.3 Absorbedor.....	20
2.1.1.3 Solución LiBr/H <sub>2</sub> O.....	21
2.1.1.3.1 Propiedades LiBr/H <sub>2</sub> O.....	21
2.1.2 Fundamentos de radiación solar.....	21
2.1.2.1 Colectores solares. ....	22

2.1.2.1.1 Colector solar de placa plana. ....	22
2.1.2.1.2 Colector solar de tubos de vacío. ....	24
2.1.2.2 El sol. ....	26
2.1.2.3 Emitancia ( $\epsilon$ ). ....	27
2.1.2.4 Nuevas tecnologías. ....	27
2.1.3 Aplicaciones industriales de agua caliente ....	30
2.1.3.1 Industria del papel. ....	30
2.1.3.2 Industria alimentaria y bebidas. ....	30
2.1.3.3 Industria química. ....	30
2.1.3.4 Industria metálica. ....	30
2.1.3.5 Industria textil. ....	31
2.1.3.6 Industria madera. ....	31
2.2 Revisión bibliográfica. ....	33
3. Metodología ....	37
3.1 Descripción del sistema de estudio ....	37
3.2 Consideraciones ....	38
3.3 Balances de energía y masa ....	38
3.3.1 Modelado colector solar. ....	38
3.3.2 Modelado del AHT ....	40
3.3.2.1 Balance Bomba. ....	40
3.3.2.2 Balance Evaporador. ....	41

EVALUACIÓN ENERGÉTICA TRANSFORMADOR DE CALOR SOLAR	7
3.3.2.3 Balance Bomba Solución.....	41
3.3.2.4 Balance Ventilador colector.....	41
3.3.2.5 Balance Absorbedor.....	42
3.3.2.6 Balance Generador.....	42
3.3.2.7 Balance Condensador.....	42
3.3.2.8 Quemador auxiliar. ....	42
3.3.3 Indicadores de desempeño .....	42
3.3.3.1 COP.....	42
3.3.3.2 Consumo de energía anual .....	43
3.4 Condiciones para validación .....	43
3.5 Condiciones ambientales .....	45
3.6 Condiciones de operación .....	47
4. Resultados .....	48
4.1 Resultados de la validación.....	48
4.2 Evaluación energética del transformador de calor.....	49
4.3 Efectos de la temperatura a la entrada del AHT con temperatura del absorbedor fija	54
4.4 Análisis rendimiento con asistencia solar. ....	56
4.5 Análisis comparativo con una caldera a gas .....	70
5. Conclusiones .....	74
6. Recomendaciones .....	76
Referencias Bibliográficas .....	77

**Lista de Tablas**

	<b>Pág.</b>
Tabla 1 <i>Criterios de validación</i> .....	44
Tabla 2 <i>Condiciones de operación</i> .....	48
Tabla 3 <i>Resultados de la validación</i> .....	49
Tabla 4 <i>Datos técnicos caldera a gas SZS0.015-0.4-Q</i> .....	71

**Lista de Figuras**

	<b>Pág.</b>
Figura 1 Transformador de calor por absorción solar para procesos industriales .....	19
Figura 2 Esquema de la conversión de la radiación solar a energía mecánica .....	22
Figura 3 Esquema de colector solar de placa plana .....	23
Figura 4 Vista transversal de un colector tipo tubo de calor.....	25
Figura 5 Vista transversal de un colector tipo tubo de vacío de flujo directo .....	26
Figura 6 Comparativa de eficiencias entre los colectores solares evaluados.....	29
Figura 7 Aplicaciones del agua caliente en distintos procesos industriales.....	32
Figura 8 Sistema de estudio del transformador de calor de absorción .....	37
Figura 9 Radiación promedio en cada mes del año .....	46
Figura 10 Temperatura promedio en cada mes del año .....	47
Figura 11 Coeficiente de desempeño (COP) vs Temperatura de entrada AHT.....	50
Figura 12 Variación del salto térmico bruto (GTL) vs Temperatura entrada AHT .....	51
Figura 13 Temperatura Trabajo vs Temperatura entrada AHT .....	52
Figura 14 Consumo vs Temperatura entrada AHT.....	53
Figura 15 Potencia térmica vs Temperatura entrada AHT .....	54
Figura 16 Eficiencia por tipo de colector.....	57
Figura 17 Flujo de calor útil para el mes de enero.....	58
Figura 18 Flujo de calor útil para el mes de febrero .....	59
Figura 19 Flujo de calor útil para el mes de marzo.....	60
Figura 20 Flujo de calor útil para el mes de abril .....	61
Figura 21 Flujo de calor útil para el mes de mayo.....	62

Figura 22 Flujo de calor útil para el mes de junio .....	63
Figura 23 Flujo de calor útil para el mes de julio .....	64
Figura 24 Flujo de calor útil para el mes de agosto .....	65
Figura 25 Flujo de calor útil para el mes de septiembre .....	66
Figura 26 Flujo de calor útil para el mes de octubre.....	67
Figura 27 Flujo de calor útil para el mes de noviembre .....	68
Figura 28 Flujo de calor útil para el mes de diciembre.....	69
Figura 29 Consumo energético mes a mes caldera a gas vs AHT .....	72

## Resumen

**Título:** Evaluación Energética de un Transformador de Calor Solar Con LiBr/H<sub>2</sub>O Para la Producción de Agua Caliente en Aplicaciones Industriales\*

**Autor(es):** Juan José Castillo Álvarez, David Rodríguez Mantilla \*\*

**Palabras Clave:** Evaluación energética, simulación termodinámica, transformador de calor, refrigerante natural, energía solar

**Descripción:** El presente trabajo de grado evalúa el desempeño energético de un transformador de calor solar que emplea la mezcla bromuro de litio/agua (LiBr/H<sub>2</sub>O) para aplicaciones industriales, considerando las condiciones climáticas de la ciudad de Bucaramanga.

Se desarrolló un modelo termodinámico del sistema que integra un colector solar térmico y un transformador de calor por absorción. Dicho modelo fue implementado en el software Engineering Equation Solver (EES) y validado mediante la comparación con resultados reportados en la literatura, obteniéndose desviaciones aceptables en el coeficiente de desempeño (COP). Posteriormente, se analizó el comportamiento del sistema bajo diferentes temperaturas de operación y variaciones de radiación solar.

Los resultados muestran que el sistema presenta valores de COP cercanos a 0,43 para temperaturas a la entrada del AHT de entre 80 °C y 99 °C, evidenciando un funcionamiento estable. Asimismo, se observó que el incremento del salto térmico bruto (GTL), al aumentar la temperatura de entrada, y ocasionado por las propiedades higroscópicas del bromuro de litio son esenciales para el funcionamiento del transformador de calor. Se comparó el transformador de calor con una caldera a gas de 10 kW para un trabajo anual y se obtuvo que, el sistema presenta un consumo energético superior al de la caldera a gas, alcanzando un gasto anual de 219034 kW, mientras que la caldera a gas registra un consumo anual de 99513 kW. Finalmente, el análisis permitió reconocer que el transformador de calor por absorción solar no compite con una caldera a gas, debido a que son para aplicaciones diferentes, mientras la caldera está orientada a la generación directa de calor, el AHT se concibe principalmente como una tecnología de recuperación de calor, o como un sistema de apoyo para incrementar la temperatura de salida en campos solares térmicos ya existentes.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios.

### Abstract

**Title:** Energy Evaluation of a Solar Heat Transformer Using LiBr/H<sub>2</sub>O for Hot Water Production in Industrial Applications\*

**Author(s):** Juan José Castillo Álvarez, David Rodríguez Mantilla\*\*

**Key Words:** Energy evaluation, thermodynamic simulation, heat transformer, natural refrigerant, solar energy

**Description:** This undergraduate thesis evaluates the energy performance of a solar heat transformer that uses a lithium bromide/water (LiBr/H<sub>2</sub>O) mixture for industrial applications, considering the climatic conditions of the city of Bucaramanga.

A thermodynamic model of the system was developed, integrating a solar thermal collector and an absorption heat transformer. This model was implemented in the Engineering Equation Solver (EES) software and validated by comparison with results reported in the literature, obtaining acceptable deviations in the coefficient of performance (COP). Subsequently, the system's behavior was analyzed under different operating temperatures and variations in solar radiation.

The results show that the system presents COP values close to 0.43 for AHT inlet temperatures between 80 °C and 99 °C, indicating stable operation. Likewise, it was observed that the increase in the gross temperature lift (GTL), when increasing the AHT inlet temperature, and caused by the hygroscopic properties of lithium bromide is essential for the operation of the heat transformer.

The heat transformer was compared with a 10-kW gas boiler for an annual operation, and it was obtained that the system has a higher energy consumption than the gas boiler, reaching an annual energy consumption of 219034 kW, while the gas boiler registers an annual consumption of 99513 kW. Finally, the analysis allowed identifying that the solar absorption heat transformer does not compete with a gas boiler, because they are for different applications; while the boiler is geared towards direct heat generation, the AHT is primarily conceived as a heat recovery technology, or as a support system to increase the outlet temperature in existing solar thermal fields.

---

\* Degree Work

\*\* Faculty of Fisicomecánicas. School of Mechanical Engineering. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Air Conditioning and Energy Efficiency Technologies.

## Introducción

### Planteamiento del problema

Hoy en día, el uso eficiente de la energía en distintos procesos representa un desafío clave para la industria, la cual busca reducir costos operativos y a la vez minimizar el impacto ambiental. En muchos procedimientos industriales el calentamiento de agua representa un consumo energético significativo, además de generar altas emisiones de CO<sub>2</sub>, pues los combustibles fósiles, gas natural y el butano son las fuentes energéticas comúnmente más utilizadas en sistemas de calentamiento de agua, utilizando aproximadamente un 60% de toda la energía consumida para dicho proceso.

En este contexto las tecnologías renovables se han convertido en una alternativa energética limpia sostenible. Por esto mismo los transformadores de calor solares surgen como una opción a la hora de elevar la temperatura del agua sin necesidad de un alto consumo de combustibles fósiles. Sin embargo, la falta de información y de estudios que cuantifiquen su eficiencia y viabilidad, hacen más difícil la implementación de esta tecnología.

Es por lo anteriormente mencionado que este proyecto busca evaluar el rendimiento energético de un transformador de calor solar en la ciudad de Bucaramanga, donde las condiciones de radiación solar pueden afectar su rendimiento. A través del desarrollo de un modelo termodinámico, se analizarán distintos escenarios operativos para determinar su eficiencia y el potencial de ahorro energético frente a una caldera de gas.

Los resultados de esta investigación proporcionarán información clave para la industria, facilitando la toma de decisiones sobre la implementación de transformadores de calor solares en procesos de producción de agua caliente. Además, contribuirán al desarrollo de tecnologías más limpias, alineadas con las metas de sostenibilidad y reducción de emisiones en el sector industrial.

Todo lo anterior lleva a plantear la pregunta, ¿Cuál es el desempeño energético de un transformador de calor solar con LiBr/H<sub>2</sub>O para la producción de agua caliente en aplicaciones industriales?

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 *Objetivo General*

Evaluar el desempeño energético de un transformador de calor solar con LiBr/H<sub>2</sub>O en la producción de agua caliente para procesos industriales.

### 1.2.2 *Objetivos Específicos*

Identificar el principio de funcionamiento, condiciones de operación y aplicabilidad de un transformador de calor solar en procesos industriales que requieran agua caliente, considerando una potencia entregada de 10 kW.

Desarrollar un modelo termodinámico que permita simular el comportamiento térmico del transformador de calor solar bajo diferentes condiciones operativas y climáticas.

Determinar la eficiencia energética del transformador de calor solar considerando la variabilidad de las condiciones climáticas de temperatura y radiación solar en la ciudad de Bucaramanga.

Estimar el ahorro energético al implementar un transformador de calor solar respecto al uso de una fuente de calentamiento convencional como es una caldera a gas.

### **1.3 Alcance**

La presente investigación tiene un alcance exploratorio, en el cual se planteará y se desarrollará una simulación mediante software con el fin de determinar la eficiencia energética al usar el transformador de calor solar con la mezcla de Bromuro de litio y agua en la ciudad de Bucaramanga. Se analizarán los datos arrojados por el modelo matemático para hacer la correspondiente evaluación energética.

La metodología propuesta se diseñará con base en las condiciones climáticas de Bucaramanga, pero de igual manera podrá ser usada como guía para otros territorios mediante la adecuación de las variables climáticas correspondientes.

Para esta temática nos encontramos con poca información documentada respecto a investigaciones nacionales, lo cual puede ser una limitación, por tanto, se usará literatura internacional como base en la temática de transformadores de calor, con propósito de evaluar su funcionamiento y eficiencia.

### **1.4 Justificación**

El creciente consumo energético en los procesos industriales, especialmente aquellos relacionados con el calentamiento de agua, representa no solo un alto costo operativo, sino también un importante impacto ambiental debido a la quema de combustibles fósiles. A nivel mundial se extrajo cerca de 583 mil millones de metros cúbicos de agua para la producción de energía solo en el año 2010, de esta cantidad se estima que 66 mil millones fueron consumidos y no regresaron a su fuente de origen (Universidad de Alcalá. 2019), por tanto, resulta evidente la necesidad de encontrar alternativas de solución que sean capaz de mitigar estos impactos ambientales y una adecuada gestión de recursos.

En este contexto, el presente trabajo de investigación busca proponer una de las alternativas con mayor potencial: Un sistema de transformación de calor impulsado por energía solar, aprovechando fuentes renovables y reduciendo las emisiones de CO<sub>2</sub>. De igual manera, la investigación pretende aportar información relevante a la comunidad académica, contribuyendo a la ampliación del conocimiento en el área de estudio y fomentando análisis integrales y comparaciones entre periodos.

El carácter sistemático y replicable de esta investigación le otorga un valor metodológico relevante, al constituirse como un referente para futuros trabajos orientados a la solución del problema planteado, especialmente ante la limitada existencia de estudios de alcance nacional sobre el uso del transformador de calor solar.

Finalmente, el desarrollo de esta investigación puede representar un aporte no solo a la mejora del sector industrial nacional, sino que también contribuirá a la transición hacia un modelo energético más sostenible, impactando positivamente a nivel económico y ambiental, fomentando el uso de energías limpias que promuevan la eficiencia energética y la reducción de huella de carbono.

## **2. Cuerpo del Trabajo**

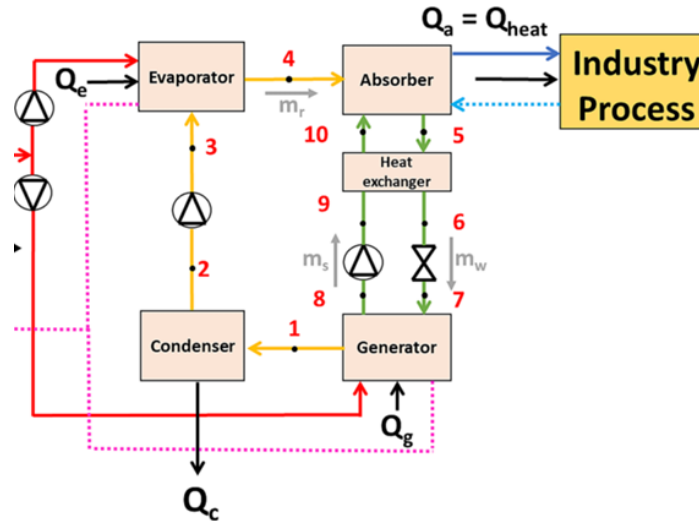
En este capítulo, se exponen los conceptos teóricos y la revisión bibliográfica sobre la cual se sustenta el presente proyecto de grado.

### **2.1 Marco Referencial**

A continuación, se presenta la base teórica necesaria para comprender el desarrollo del proyecto. Inicialmente, se describen los principios fundamentales del sistema de transformadores de calor por absorción solar. Luego, se profundiza acerca de los transformadores de calor y para finalizar se enuncian algunas aplicaciones del agua caliente.

#### ***2.1.1 Transformadores de calor***

Un transformador solar de calor por absorción es un equipo que usa una fuente de calor a temperatura media para generar dos salidas, una con temperatura más baja y otra con una mayor temperatura, permitiendo que esté sea usada en distintos procesos industriales que requieran altas temperaturas. En la Figura 1 se muestra el esquema del transformador de calor por absorción solar. Sus partes principales se definen a continuación.

**Figura 1***Transformador de calor por absorción solar para procesos industriales*

Nota. Adaptado de Investigation of a solar-driven absorption heat transformer with various collector types for industrial process heating, por Bellos et al., 2024.

**2.1.1.1 Funcionamiento.** Un transformador de calor solar por absorción (AHT) es un dispositivo diseñado para elevar la temperatura de una fuente de calor de media temperatura, aprovechando energía térmica solar, para obtener calor útil a temperaturas más altas que puedan ser empleadas en procesos industriales. Este sistema funciona de manera inversa a una bomba de calor, su funcionamiento se basa en proceso de absorción que utiliza bromuro de litio (LiBr) como absorbente y agua como refrigerante. Este ciclo permite dividir la energía de entrada en dos corrientes: Una corriente de alta temperatura, que es el objetivo principal para abastecer algunas necesidades industriales y otra corriente de baja temperatura.

El calor de entrada proviene de colectores solares, que calientan un fluido hasta la temperatura media de operación para luego ser almacenado en el tanque para su posterior uso en el sistema.

Dentro del AHT, el calor del tanque de almacenamiento se suministra simultáneamente en el generador y el evaporador, en este último se produce vapor para luego ser entregado al absorbedor que produce el calor de trabajo (calor de alta temperatura) y entrega la mezcla de LiBr/H<sub>2</sub>O (solución débil) al generador pasando antes por un intercambiador de calor y una válvula de estrangulamiento, mientras que la mezcla que viene de regreso proveniente del generador es una solución fuerte que pasa por una bomba para ser presurizado antes de llegar al intercambiador de calor y terminar el en absorbedor. En el generador se absorbe energía térmica para producir vapor de baja presión y ser entregado al condensador que entrega calor al ambiente y líquido saturado a baja presión que luego es presurizado para llegar al evaporador.

### **2.1.1.2 Componentes.**

**2.1.1.2.1 Generador.** Es un dispositivo que recibe la solución débil de LiBr/H<sub>2</sub>O procedente del absorbedor y la calienta usando el calor a temperatura media proveniente del tanque de almacenamiento, provocando la vaporización del refrigerante (agua) separándolo del absorbente y dejando una solución concentrada (fuerte) de LiBr.

**2.1.1.2.2 Evaporador.** recibe el refrigerante líquido presurizado desde el condensador y, utilizando el calor solar de temperatura media del tanque, lo vaporiza. De este modo, se obtiene vapor de refrigerante que será enviado al absorbedor.

**2.1.1.2.3 Absorbedor.** recibe el vapor procedente del evaporador y lo absorbe en la solución fuerte de LiBr proveniente del generador. Este proceso exotérmico, libera el calor útil de alta temperatura (calor de trabajo) que se aprovecha en el proceso industrial, y generando una solución débil que vuelve a iniciar el ciclo.

Es importante destacar que el uso de estos cuatro dispositivos como un sistema integrado permite transformar el calor solar de temperatura media en un calor útil de mayor calidad (alta

temperatura). Si se empleara únicamente un sistema de calentamiento solar directo, la temperatura alcanzada estaría limitada por la tecnología de los colectores, resultando en valores insuficientes para muchos procesos industriales que demandan temperaturas más elevadas.

**2.1.1.3 Solución LiBr/H<sub>2</sub>O.** La solución bromuro de litio/agua es una de las más empleadas en ciclos de absorción para refrigeración y para transformadores de calor que requieren temperaturas moderadas-altas. El agua actúa como refrigerante y el LiBr como absorbente. El principio básico es que el LiBr tiene una gran afinidad higroscópica hacia el vapor de agua, lo que permite absorberlo fácilmente y liberar calor en el proceso.

El LiBr es altamente soluble en agua, con una solubilidad que aumenta a medida que sube la temperatura. En solución, presenta una presión de vapor extremadamente baja, lo que evita que el LiBr se evapore con el refrigerante, permitiendo una separación física eficiente.

**2.1.1.3.1 Propiedades LiBr/H<sub>2</sub>O.** El LiBr tiene una fuerte tendencia a absorber vapor de agua incluso a presiones muy bajas, permitiendo así mantener altos gradientes de concentración en el ciclo, lo que mejora la capacidad de absorción y la temperatura a la que se libera calor (higroscopicidad). El LiBr, incluso en solución acuosa, no se volatiliza de forma significativa, lo que evita la contaminación del refrigerante. Finalmente, a diferencia de otros absorbentes, el LiBr es una sal inorgánica que no presenta riesgo de combustión ni volatilidad significativa, lo que lo hace seguro para aplicaciones industriales.

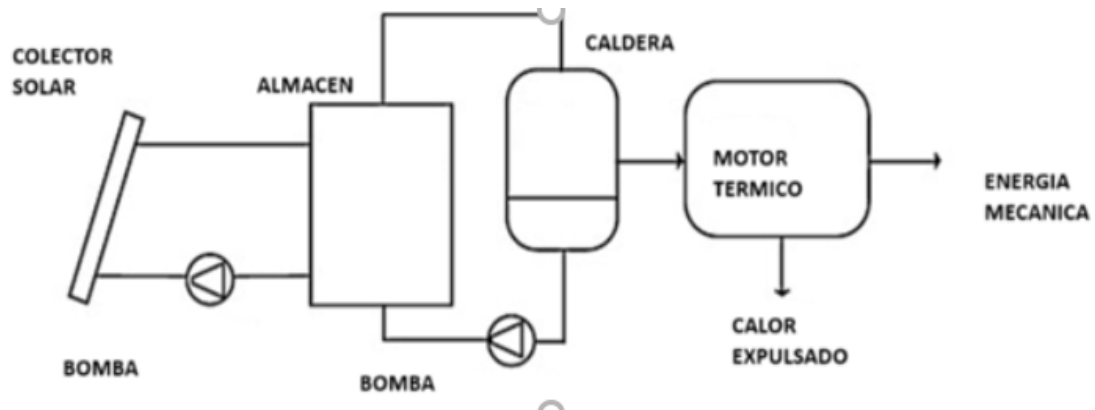
## **2.1.2 Fundamentos de radiación solar**

La energía solar térmica consiste en transformar la radiación del sol en energía calorífica. Dentro de las opciones de energía renovable, esta tecnología se destaca por ser una de las más rentables (Mekhilef, 2018). Generalmente, emplea colectores o concentradores solares que capturan y almacenan la radiación solar, la cual luego se utiliza para calentar fluidos como el aire

o el agua en instalaciones de tipo doméstico, comercial o industrial. En la figura 2 representa el proceso de conversión de la energía solar:

**Figura 2**

*Esquema de la conversión de la radiación solar a energía mecánica*



Nota. Adaptado de Mekhilef, S., Saidur, R., & Safari, A. (2011). A review on solar energy use in industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4), 1777–1790.

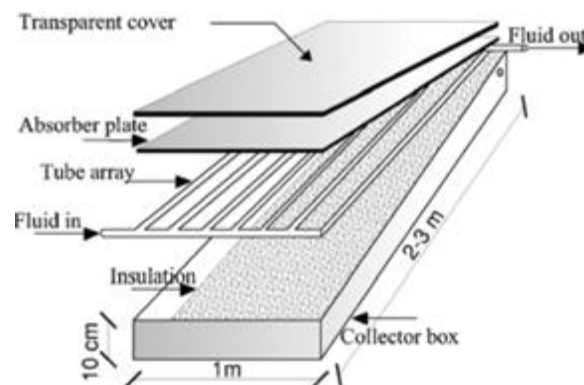
**2.1.2.1 Colectores solares.** Los colectores solares térmicos se definen como dispositivos destinados a la conversión de la radiación solar en energía térmica, mediante distintos principios de funcionamiento que dependen del tipo de colector empleado. En el contexto de aplicaciones industriales, el diseño e implementación de sistemas solares térmicos requiere la evaluación de diversos factores, entre los que se incluyen la temperatura de operación requerida, la demanda energética del proceso, los criterios económicos, la disponibilidad de espacio para su instalación y el nivel de madurez tecnológica de las alternativas consideradas. En función de los rangos de temperatura y de su aplicación en el sector industrial, el presente trabajo se centra en el análisis de colectores solares de baja y media temperatura.

**2.1.2.1.1 Colector solar de placa plana.** El colector solar de placa plana convierte la radiación solar en energía térmica mediante un panel que incluye una cubierta de vidrio

transparente. Esta cubierta permite que la radiación solar alcance una placa absorbente con superficie selectiva, la cual capta la energía. En un corte transversal del FPC (ver Figura 3), se distinguen sus diferentes componentes. Una vez que la placa absorbe la radiación, transfiere el calor al fluido caloportador que circula por unos tubos adheridos, y este fluido transporta la energía hacia un sistema de almacenamiento o directamente hacia el punto de uso.

### Figura 3

*Esquema de colector solar de placa plana*



Nota. Adaptado de Imtiaz Hussain, M., Ménézo, C., & Kim, J.-T. (2018). Advances in solar thermal harvesting technology based on surface solar absorption collectors: A review. *Solar Energy Materials and Solar Cells: An International Journal Devoted to Photovoltaic, Photothermal, and Photochemical Solar Energy Conversion*, 187, 123–139.

Los FPC tienen la ventaja de captar tanto radiación directa como difusa, aunque su carácter estacionario limita la cantidad de energía solar recibida por unidad de área. Debido a su funcionamiento a bajas temperaturas (menos de 100 °C) y a su diseño sencillo, estos colectores son económicamente accesibles y ampliamente utilizados en el mercado (Hussain, 2018).

Cabe resaltar que existen los colectores solares de placa plana simple y avanzado, sirviendo cada uno para un contexto específico, pues el modelo simple al ser más básico está formado por una placa de cobre o aluminio, suele tener solo una cubierta de vidrio y se utiliza cuando el presupuesto es corto o aplicaciones de baja temperatura. Por otro lado, el colector de placa plana avanzado incorpora mejoras de diseño y en los materiales, pues al tener un recubrimiento selectivo absorbe más radiación y pierde menos calor, y aunque su costo sea elevado ofrece una mayor eficiencia y una vida útil más larga.

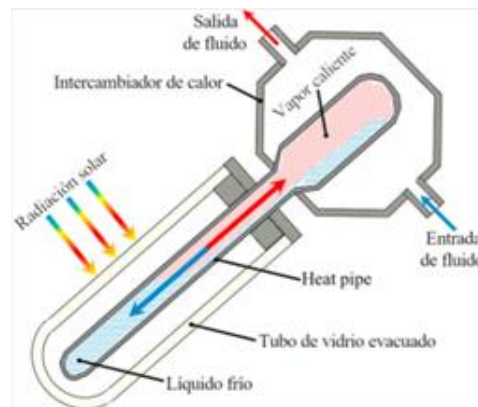
**2.1.2.1.2 Colector solar de tubos de vacío.** El colector de tubos de vacío (ETC), está conformado por una serie de tubos de vidrio, donde cada uno consiste en dos cilindros concéntricos. El tubo interior posee una capa absorbente selectiva que capta la radiación solar, mientras que entre los dos tubos se genera un vacío sellado, cuyo propósito principal es minimizar las pérdidas de calor por convección y conducción. Esta característica permite que los ETC alcancen temperaturas de operación superiores a las de los colectores de placa plana, llegando hasta 120 °C, lo que los hace más adecuados para aplicaciones que requieren calor de media temperatura (Kumar, 2021).

Gracias a su alta eficiencia térmica y costos moderados, los ETC se posicionan como una alternativa muy competitiva dentro del mercado solar térmico. Existen dos tipos principales de colectores de tubos de vacío: El colector tipo tubo de calor (Figura 4) se basa en un ciclo de evaporación y condensación. El tubo de calor contiene un fluido volátil (como etanol o metanol) que, al calentarse por la radiación solar, se evapora y asciende al extremo superior donde se encuentra el condensador. Allí, el vapor libera su calor latente al sistema principal, se condensa y el líquido regresa por gravedad al fondo del tubo para reiniciar el ciclo. Este proceso garantiza una

transferencia eficiente de energía sin que el fluido caloportador entre en contacto directo con el sol.

#### Figura 4

*Vista transversal de un colector tipo tubo de calor*

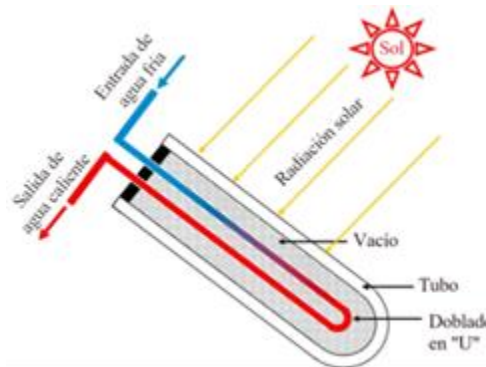


Nota. Adaptado de Carrión-Chamba, W., Murillo-Torres, W., & Montero-Izquierdo, A. (2022). Una revisión de los últimos avances de los colectores solares térmicos aplicados en la industria.

En el diseño de flujo directo (Figura 5), el tubo absorbedor contiene en su interior una tubería metálica en forma de “U”, aislada al vacío y recubierta con materiales selectivos. El fluido caloportador circula directamente por esta tubería: entra frío, se calienta al absorber la energía solar desde el recubrimiento del tubo, y sale caliente. Este diseño permite una transmisión de calor más directa y sencilla, aunque con diferencias operativas respecto al heat-pipe.

**Figura 5**

*Vista transversal de un colector tipo tubo de vacío de flujo directo*



Nota. Adaptado de Carrión-Chamba, W., Murillo-Torres, W., & Montero-Izquierdo, A. (2022). Una revisión de los últimos avances de los colectores solares térmicos aplicados en la industria.

En el ámbito de los sistemas solares térmicos destinados a aplicaciones de baja y media temperatura, los colectores más utilizados son los de placa plana y los de tubos de vacío, debido a su eficiencia, costo relativamente bajo y facilidad de implementación en procesos que requieren temperaturas inferiores a 120 °C. Por otro lado, existen otros tipos de colectores como los cilindro-parabólicos, Fresnel lineales o parabólicos de punto, que están diseñados para trabajar a temperaturas mucho más elevadas, siendo empleados en aplicaciones de generación de energía eléctrica o en sistemas de absorción de doble y triple etapa, donde se demanda un nivel térmico superior. Esto hace que, para aplicaciones industriales de calentamiento de agua en rangos bajos y medios, los colectores de placa plana y tubos de vacío resulten ser la opción más adecuada tanto técnica como económicamente.

**2.1.2.2 El sol.** El Sol es una esfera compuesta por gases extremadamente calientes, con un diámetro cercano a  $1.39 \times 10^9$  metros y ubicado a una distancia media de  $1.5 \times 10^{11}$  metros de la Tierra. Funciona como un reactor nuclear de fusión, en el cual átomos ligeros se combinan para

formar otros más pesados. El proceso predominante es la fusión de átomos de hidrógeno, que al unirse generan helio y liberan una gran cantidad de energía. Su temperatura efectiva, asimilada a la de un cuerpo negro, es de aproximadamente 5777 K, mientras que en su núcleo las temperaturas se estiman entre  $8 \times 10^6$  y  $40 \times 10^6$  K. La energía generada en estas reacciones se transporta desde las zonas internas del Sol hacia la superficie, desde donde es irradiada al espacio exterior (Duffie y Beckman, 1991).

**2.1.2.3 Emitancia ( $\epsilon$ ).** La relación entre la energía radiante emitida por un cuerpo real y la de un cuerpo negro ideal a la misma temperatura se conoce comúnmente como emisividad. Este parámetro, representado por  $\epsilon$ , tiene valores que oscilan entre 0 y 1. En el caso de superficies reales, la emisividad no es constante, ya que depende de factores como la temperatura del material, la longitud de onda de la radiación y la dirección en la que esta se emite. Por esta razón, es habitual trabajar con propiedades promedio de radiación que consideren todas las direcciones posibles (Çengel, 1998).

**2.1.2.4 Nuevas tecnologías.** Conforme a Carrión (2021), en su artículo publicado para la universidad politécnica salesiana de ecuador, *A review of the state-of-the-art of solar thermal collectors applied in the industry*, en el cual se hace una revisión de diversos tipos de colectores solares, abordando sus distintas tecnologías y cómo estas pueden ser incorporadas a diferentes industrias, basándose en experiencias e investigaciones a lo largo del mundo. Además de analizar los últimos avances del uso de colectores solares para aplicaciones en la industria, teniendo como objetivo principal explorar el uso de la energía solar como una alternativa viable para mitigar el uso de gases nocivos y satisfacer las demandas energéticas del mundo industrial, haciendo énfasis en temperaturas bajas y medias (hasta 250 °C). La investigación hace un énfasis en diversos casos donde se usan los colectores solares en la industria, tales como la industria textil, alimentaria,

química, y como está implementación ayuda a reducir emisiones. Sin embargo, se mencionan los desafíos existentes con esta innovación, por ejemplo, la intermitencia solar.

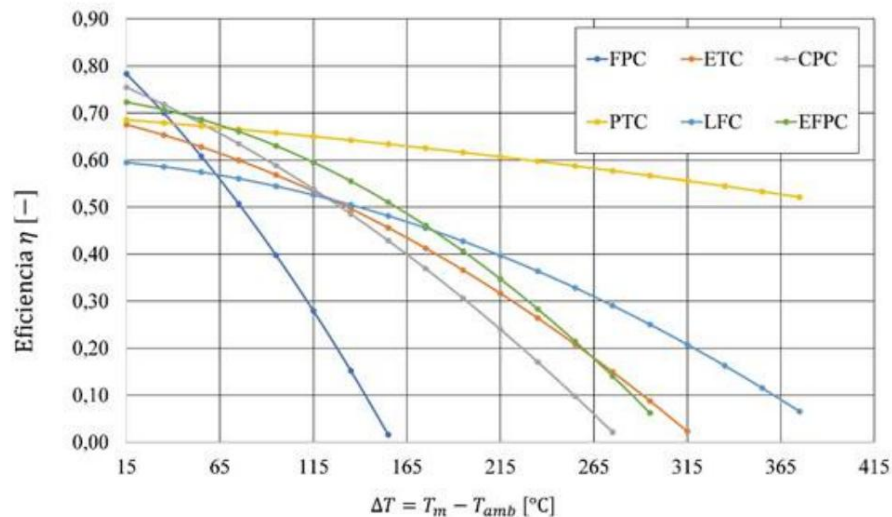
En aplicaciones industriales, cada tipo de colector es capaz de operar dentro de rangos de temperatura media, comprendidos entre 60 °C y 250 °C. Para evaluar y comparar el desempeño frente a diferentes tipos de colectores, el autor utiliza la ecuación de eficiencia ( $\eta$ ).

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(T_m - T_{amb})}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_{amb})^2}{G} \quad (1)$$

La comparación entre diferentes colectores solares térmicos puede realizarse a partir de la Ecuación (1), en la cual:  $a_0$  el rendimiento óptico,  $a_1$  el coeficiente de pérdidas térmicas de primer orden,  $a_2$  el de segundo orden,  $T_m$  representa la temperatura media del fluido caloportador,  $T_{amb}$  la temperatura ambiente, y  $G$  la irradiancia solar global. En esta evaluación, se considera una irradiancia de 1000 W/m<sup>2</sup> y una temperatura ambiente de 20 °C. Los resultados evidenciados en la figura 6 muestran que los colectores de placa plana (FPC) presentan una alta eficiencia cuando la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) es baja; sin embargo, su rendimiento disminuye significativamente a medida que  $\Delta T$  aumenta. En contraste, otros tipos de colectores experimentan una disminución más gradual de eficiencia frente a incrementos en  $\Delta T$ . En particular, los colectores cilindro-parabólicos (PTC) logran mantener una eficiencia prácticamente constante incluso cuando la diferencia de temperatura se incrementa, tal y como se evidencia en la siguiente figura:

**Figura 6**

*Comparativa de eficiencias entre los colectores solares evaluados*



Nota. Adaptado de Carrión-Chamba, W., Murillo-Torres, W., & Montero-Izquierdo, A. (2022). Una revisión de los últimos avances de los colectores solares térmicos aplicados en la industria.

Por otro lado, Sundararaman (2022) realizaron un estudio titulado *Photovoltaic–thermal (PV/T) technology: A review on future applications with technical, environmental and economic aspects*, en el cual abordaron las tecnologías más recientes relacionadas con la transformación de energía solar, especialmente aquellas enfocadas en el aprovechamiento térmico. En su revisión, los autores analizaron las principales tecnologías actuales como los colectores planos, los tubos evacuados, los sistemas de concentración cilindro-parabólicos, los sistemas Fresnel y las torres solares, evaluando sus ventajas y limitaciones. Entre los aspectos positivos se destacan la eficiencia energética alcanzada por los sistemas de concentración y la aplicabilidad de los colectores planos en instalaciones domésticas o de baja demanda térmica. No obstante, también se identifican desventajas importantes, como los elevados costos de inversión en sistemas de alta concentración,

la complejidad operativa y la necesidad de mecanismos de seguimiento solar. El estudio concluye que, si bien estas tecnologías ofrecen soluciones prometedoras para la transición energética, su adopción a gran escala depende de factores técnicos, económicos y del contexto geográfico donde se implementen.

### ***2.1.3 Aplicaciones industriales de agua caliente***

El uso del agua caliente se extiende a lo largo de muchas actividades industriales como son la alimentaria en procesos de cocción o bebida, la química o la textil, se trata de un elemento fundamental debido a su versatilidad, eficiencia y sus propiedades como la capacidad de transferir el calor y su uso como disolvente lo que permite que estos procesos se puedan llevar a cabo.

**2.1.3.1 Industria del papel.** El agua caliente se usa para el proceso de blanqueamiento del papel junto con otros agentes químicos, logrando la penetración del químico y una rápida acción. También es usada en el proceso de reciclado del papel ya que es necesario realizar el destintado del mismo.

**2.1.3.2 Industria alimentaria y bebidas.** En la industria alimentaria existen múltiples procesos que requieren de agua caliente, iniciando con el pasteurizado, proceso que busca matar los microorganismos dañinos de los alimentos, también se usa en el proceso de escaldado, el cual consiste en sumergir los alimentos en el agua hirviendo para después pasarlos al agua fría, preservando el color. El templado es un proceso que mediante el calentamiento del chocolate para estabilizar sus propiedades.

**2.1.3.3 Industria química.** En esta industria el uso del agua caliente se extiende desde la limpieza de equipos hasta procesos de reacción químicos.

**2.1.3.4 Industria metálica.** Para procesos relacionados con el metal el agua caliente se puede usar para la limpieza y eliminación del óxido junto con agentes químicos, preparación de

superficies para mejorar la adhesión de la pintura, tratamientos de eliminación de grasas y aceites, además se puede usar para mantener ciertas temperaturas en procesos como el electrochapado.

**2.1.3.5 Industria textil.** En procesos textiles es necesario tener agua caliente para poder realizar tareas como el teñido de las telas ya que el agua caliente permite una mejor fijación y penetración, el lavado de las prendas, el secado o procesos más complejos como el blanqueo de las telas.

**2.1.3.6 Industria madera.** El agua caliente sirve como base para tinturar la madera o para realizar el pegado de varias piezas.

En la siguiente figura se pueden observar distintas aplicaciones del agua caliente agrupadas según su sector, además se puede observar los rangos típicos de temperatura necesaria para cada proceso.



## 2.2 Revisión bibliográfica

Diversas investigaciones han estudiado a los transformadores de calor como un mecanismo de aprovechamiento de energía haciendo uso de recursos naturales, considerando diferentes condiciones ambientales. En la literatura científica, se reportan trabajos de investigación desde el campo internacional, cuyo tema central ha sido la evaluación energética, divulgación científica, de la eficiencia que puede obtenerse a partir del uso de los transformadores de calor y la energía solar.

F. Cudok et al. (2021) realizó el estudio Transformador de calor por absorción: tecnología de punta en aplicaciones industriales en el cual destacan la capacidad para aprovechar el calor residual y la eficiencia energética de la bomba de calor tipo II para procesos industriales, reduciendo costos operativos y ambientales. Para ello se evaluaron 48 instalaciones en 42 plantas entre 1981 y 2019, con una capacidad total de aproximadamente 134 MW, asimismo se combinó con revisión de literatura y análisis termodinámico.

S. Gunawan (2024) Investigaron acerca de una novedosa configuración para un transformador de calor en su artículo titulado *A Comparative Review and Novel Design Possibilities on Solar-Driven Absorption LiBr-H<sub>2</sub>O Refrigeration System*, para esta investigación usaron un transformador de calor por absorción usando LiBr/H<sub>2</sub>O y modelaron teóricamente su comportamiento en diferentes configuraciones para poder concluir que la refrigeración solar LiBr-H<sub>2</sub>O es una tecnología madura y adaptable, pero además es fundamental desarrollar guías de diseño estandarizadas adaptadas a las condiciones climáticas y regionales para facilitar su implementación masiva.

Meena et al. (2022) realizaron un estudio experimental denominado Utilization of Solar Energy for Water Heating Application to Improve Building Energy Efficiency: An Experimental Study sobre un sistema híbrido de bomba de calor asistida por energía solar (SAHPWH, por sus

siglas en inglés) para calentamiento de agua en aplicaciones residenciales. Los autores diseñaron y evaluaron un sistema que combina un colector solar de placa plana (1.83 m<sup>2</sup>, con absorbedor de cobre negro) y un ciclo de compresión de vapor usando refrigerante R134a. Bajo condiciones de radiación solar promedio de 600–750 W/m<sup>2</sup>, el sistema alcanzó un Coeficiente de Rendimiento (COP) de hasta 6, calentando 60 litros de agua de 15 °C a 45 °C en 70 minutos. Además, identificaron que el factor de eficiencia del colector (F') depende directamente del material del absorbedor e inversamente del espaciamiento entre tubos.

Saini et al. (2023) en su trabajo llamado Análisis comparativo tecno económico de colectores solares térmicos y bombas de calor de alta temperatura para la generación de vapor industrial, realizaron un análisis comparativo tecno económico entre bombas de calor de alta temperatura (HTHP) y colectores solares térmicos de canal parabólico (PTC) para generación de vapor industrial (140 °C, 3.6 bar). Mediante simulaciones dinámicas en TRNSYS y modelos en OCTAVE, evaluaron el costo nivelado de calor (LCOH) bajo tres perfiles de demanda (continua, días laborables y horario diurno) en múltiples ubicaciones europeas.

Para llevar a cabo esta investigación los autores realizaron una simulación del rendimiento energético de la bomba de calor comercial kobelco SGH 165 y del absorbedor solar bajo sus respectivas condiciones de operación. Y por consiguiente se demostró que la viabilidad económica de los colectores solares térmicos (PTC) frente a las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) para generación de vapor industrial depende fundamentalmente de tres factores: la irradiación solar local, los patrones de demanda térmica y los precios de la energía. Los resultados indican que los PTC son más competitivos en regiones con alta radiación solar (DNI >1500 kWh/m<sup>2</sup>/año) y para fracciones solares moderadas (<50%), mientras que las HTHP resultan más ventajosas en zonas con menor radiación o cuando se requiere operación continua.

El artículo de Nikbakhti et al. (2020) titulado *Absorption cooling systems - Review of various techniques for energy performance enhancement* publicado en *Alexandria Engineering Journal*, representa una revisión exhaustiva de las diferentes técnicas empleadas para mejorar el coeficiente de rendimiento (COP) en sistemas de refrigeración por absorción. Los autores realizaron un análisis detallado de la literatura existente, clasificando las mejoras en tres áreas principales: Diseño de ciclos avanzados, donde examinaron configuraciones como ciclos de efecto simple, doble efecto y múltiple efecto, destacando que los sistemas de triple efecto pueden alcanzar COP de hasta 1.8, aunque requieren temperaturas de operación superiores a 180°C. También se hizo revisión de los métodos de recuperación de calor. Y por último los fluidos de trabajo alternativos.

Entre los hallazgos más importantes, se destaca que la integración de intercambiadores de calor puede incrementar el COP hasta un 44%, y que los ciclos con eyectores pueden mejorar la eficiencia en un 50%.

Jing et al. (2024) en su artículo titulado *A novel method and operation strategy for the improved performance of an absorption heat transformer* presenta un modelo para un transformador de calor que utiliza LiBr/H<sub>2</sub>O. En el estudio se identifica la existencia de importantes variaciones en las diferentes etapas de funcionamiento como puede ser la variación en la fuente de calor, produciendo un comportamiento fluctuante, por lo tanto, se hace necesario un modelo de simulación que tenga en cuenta esas variaciones y pueda dar resultados más cercanos a los datos experimentales. Entre los resultados del nuevo modelo se destaca una mayor velocidad de estabilización de la temperatura y un mayor coeficiente de rendimiento (COP) total en cada una de las condiciones.

Yang et al. (2021) realizan una investigación sobre el rendimiento de los transformadores de calor en el artículo titulado Numerical and experimental investigation of the dynamic performance of absorption heat transformers under different solution conditions. Usando un transformador de calor solar por absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de 20 kW realizan una investigación experimental y mediante simulación para observar el comportamiento y verificar el modelo matemático usado, en los resultados se destaca que se puede aumentar el tiempo de respuesta al subir el caudal de masa total, además este valor tiene una relación lineal respecto al tiempo de almacenamiento térmico de la solución, además con los parámetros correctos es posible llegar a tener una precisión de  $\pm 0.5$  K en la temperatura de la salida del agua.

Finalmente E. Bellos et al. (2024) en su artículo de investigación denominado Investigación de un transformador de calor de absorción alimentado por energía solar con varios tipos de colectores para el calentamiento de procesos industriales presentaron un análisis de los transformadores de calor por absorción (AHT) acoplados a sistemas solares térmicos para suministrar calor a procesos industriales, investigando qué tipos de colectores solares pueden mejorar el rendimiento si dichos procesos industriales requieren calor a temperaturas entre 80°C y 160°C. Para lograr esto evaluaron el desempeño del AHT impulsado con energía solar, y compararon la eficiencia con tres distintos tipos de colectores solares (planos, tubos de vacío y de concentración), concluyendo que la selección del tipo de colector solar depende de la temperatura de operación.

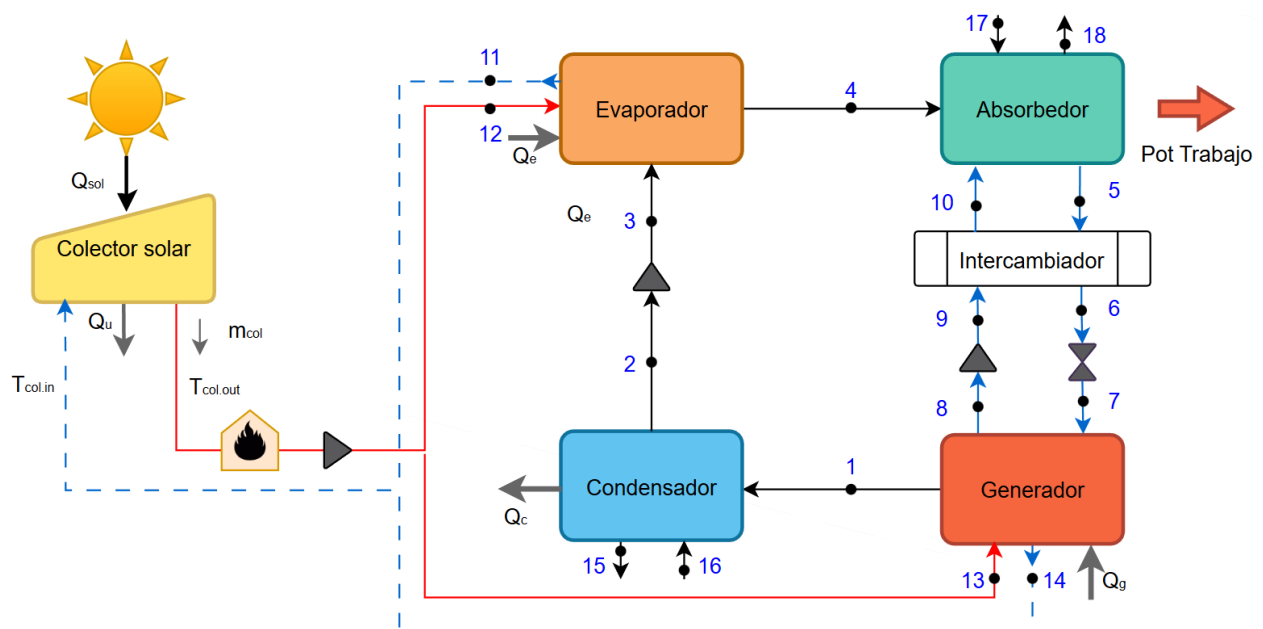
### 3. Metodología

#### 3.1 Descripción del sistema de estudio

El sistema de estudio corresponde a un transformador de calor por absorción de accionamiento solar, operado con bromuro de litio/agua (LiBr/H<sub>2</sub>O), compuesto por un colector solar, un evaporador, un absorbedor, un condensador y un generador, tal como se muestra en la figura 8. El colector solar suministra la energía térmica requerida por el generador, mientras que el ciclo de absorción permite aprovechar calor de bajo nivel térmico en el evaporador y elevarlo a un nivel de mayor temperatura útil en el absorbedor. Adicionalmente, el sistema incluye equipos auxiliares como bombas de circulación, una válvula de estrangulamiento, un intercambiador de calor y un quemador auxiliar ubicado a la salida del colector solar, destinados a asegurar la adecuada operación y el control del sistema.

**Figura 8**

*Sistema de estudio del transformador de calor de absorción*



### 3.2 Consideraciones

- Agua saturada a la salida del condensador.
- Vapor saturado a la salida del evaporador.
- Solución líquida saturada a la entrada del absorbedor (3).
- Solución líquida saturada a la salida del intercambiador (6).
- $T_{\text{condensador}} = T_{\text{ambiente}} + 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{evaporador}} = T_{\text{generador}} = T_{\text{media}}$
- $T_{\text{evaporador}} = T_{\text{agua caliente entrada}} - 7\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Se estableció un  $\Delta T$  de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  para las corrientes externas de agua.
- Se estableció un  $\Delta T$  de  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  para la corriente de aire externa en el condensador.

### 3.3 Balances de energía y masa

El sistema analizado se representa mediante un modelo matemático basado en principios fundamentales, considerando la conservación de la energía, el balance de flujo de masa, los procesos de transferencia de calor en los intercambiadores, así como las definiciones de eficiencia y otros parámetros asociados.

#### 3.3.1 Modelado colector solar

La energía solar de entrada se calcula como:

$$Q_{sol} = A_{col} * G_t \quad (2)$$

En donde:

$A_{col}$  = Área del colector

$G_t$  = Incidencia solar de radiación

En este estudio inicialmente se tuvo en cuenta 3 tipos de colectores cuyas eficiencias se obtuvieron de la literatura (Bellos, et al, 2024). Siendo estos placa plana simple, placa plana avanzada y tubos de vacío.

$$\eta_{S-FPC} = 0.73 - 5.51 * \left( \frac{T_{m.col} - T_{am}}{G_t} \right) - 0.006 * \left( \frac{T_{m.col} - T_{am}}{G_t} \right)^2 \quad (3)$$

$$\eta_{A-FPC} = 0.77 - 3.75 * \left( \frac{T_{m.col} - T_{am}}{G_t} \right) - 0.015 * \left( \frac{T_{m.col} - T_{am}}{G_t} \right)^2 \quad (4)$$

$$\eta_{ETC} = 0.70 - 1.8 * \left( \frac{T_{m.col} - T_{am}}{G_t} \right) - 0.02 * \left( \frac{T_{m.col} - T_{am}}{G_t} \right)^2 \quad (5)$$

En donde:

$T_{am}$  = temperatura ambiente

$T_{m.col}$  = Temperatura media en el colector

$$T_{m.col} = \frac{T_{col.in} + T_{col.out}}{2} \quad (6)$$

La producción térmica útil del campo solar se calcula como:

$$Q_u = \eta_{th,col} * Q_{sol} \quad (7)$$

La temperatura del colector a la entrada está dada por:

$$T_{col.in} = T_{st} \quad (8)$$

$T_{col.in}$  = Temperatura del fluido del colector a la entrada

En donde:

$T_{st}$  = Temperatura a la entrada del AHT

La temperatura de salida del fluido del colector se obtiene como:

$$T_{col.out} = T_{col.in} + \frac{Q_u}{m_{col} * c_p} \quad (9)$$

En todos los escenarios analizados, el flujo másico específico del campo solar se fija en 0,011 kg/kg·K, lo que, para el caso de estudio, corresponde a un caudal másico total de 1,1 kg/s.

### 3.3.2 Modelado del AHT

En el transformador de calor por absorción, la entrada de calor se suministra tanto en el generador como en el evaporador a un mismo nivel de temperatura, representado como  $T_m$ . En consecuencia, en este trabajo se plantea la siguiente ecuación:

$$T_m = T_e = T_g \quad (10)$$

En donde:

$T_e$  = Temperatura en el evaporador

$T_g$  = Temperatura en el generador

La elevación bruta de temperatura (GTL) para este trabajo se describe como:

$$GTL = T_a - T_m \quad (11)$$

En donde:

$T_a$  = Temperatura en el absorbedor

En el sistema se identifican dos niveles de presión: presión baja y presión alta. Los puntos 1, 2, 7 y 8 operan bajo condiciones de presión baja, mientras que los puntos 3, 4, 5, 6, 9 y 10 corresponden a la zona de presión alta. Esta clasificación permite distinguir el comportamiento termodinámico del fluido a lo largo del ciclo y facilita el análisis de los procesos asociados a cada tramo.

**3.3.2.1 Balance Bomba.** La temperatura de entrada de la bomba corresponde a la temperatura de salida en el condensador, de tal modo se calculan las propiedades partiendo de las condiciones a la salida del condensador.

El trabajo ideal de la bomba es:

$$W_{pump,ideal2-3} = v_2 * (P_{alta} - P_{baja}) \quad (12)$$

Donde:

$v_2$  = Volumen a la salida del condensador

Por otro lado, se asumirá la eficiencia de la en un 50% (Bellos, et al, 2024) para encontrar el trabajo real de la bomba.

$$\eta_{pump} = \frac{W_{pump,ideal}}{W_{pump,real}} \quad (13)$$

Por consiguiente, al tener el trabajo realizado por la bomba, se pueden encontrar las propiedades después de la bomba.

$$h_2 + W_{pump,real} = h_3 \quad (14)$$

**3.3.2.2 Balance Evaporador.** El calor en el evaporador se puede calcular y relacionar con las corrientes interna y externa:

$$Q_{Evap} = m_{12} * (h_{12} - h_{11}) \quad (15)$$

$$Q_{Evap} = m_4 * (h_4 - h_3) \quad (16)$$

**3.3.2.3 Balance Bomba Solución.** Asumiendo que la eficiencia de la bomba es del 50% el trabajo que esta realiza estaría definido por:

$$\eta_{pump,s} = \frac{W_{pump,s}}{W_{pump,s,s}} \quad (17)$$

Por consiguiente, encontrar las propiedades a la salida de la bomba con la siguiente formula:

$$h_8 + W_{pump,real8-9} = h_9 \quad (18)$$

**3.3.2.4 Balance Ventilador colector.** Asumiendo delta de presión en 150 y la eficiencia del ventilador 0,6.

$$W_{vent,col} = \frac{m_{air} * v_{15} * \Delta P}{\eta_{vent,col}} \quad (19)$$

**3.3.2.5 Balance Absorbedor.** El calor en el absorbedor se define como:

$$Q_{abs} = m_{18} * (h_{18} - h_{17}) \quad (20)$$

Además de incluir el balance de masa a la entrada de este

$$m_5 = m_{10} + m_4 \quad (21)$$

$$m_4 * h_4 + m_{10} * h_{10} = Q_{abs} + m_5 * h_5 \quad (22)$$

**3.3.2.6 Balance Generador.** Se considera el balance de energía en cada una de las corrientes.

$$Q_{gen} = m_{13} * (h_{13} - h_{14}) \quad (23)$$

$$m_7 = m_8 + m_1 \quad (24)$$

$$m_7 * h_7 + Q_{gen} = m_8 * h_8 + m_1 * h_1 \quad (25)$$

**3.3.2.7 Balance Condensador.** Se considera el balance de energía en cada una de las corrientes.

$$Q_{cond} = m_2 * h_2 - m_1 * h_1 \quad (26)$$

$$Q_{cond} = m_{air} * (h_{15} - h_{16}) \quad (27)$$

**3.3.2.8 Quemador auxiliar.**

Para calcular el trabajo que realizará el quemador auxiliar para los casos en que la radiación solar no sea suficiente se asumirá una eficiencia de 98% Sierra (2022)

$$\eta_R = \frac{Q_{uR}}{W_R} \quad (28)$$

### 3.3.3 Indicadores de desempeño

#### 3.3.3.1 COP

$$COP = \frac{Q_a}{Q_e + Q_g} \quad (29)$$

### 3.3.3.2 Consumo de energía anual

$$\dot{Q}_A = \sum_{i=1}^N Q_i \quad (30)$$

$$Q_i = Q_{int,i} * \Delta t \quad (31)$$

Donde:

$Q_{int,i}$  = Consumo en un intervalo de tiempo (1 año).

$\Delta t$  = Duración del intervalo de tiempo considerado para el año

El consume en un intervalo incluye el calor que llega al AHT y el consumo de los aparatos eléctricos, bombas y ventilador.

### 3.4 Condiciones para validación

El proceso de validación se llevará a cabo mediante una comparación cuantitativa con el estudio titulado *Investigation of a solar-driven absorption heat transformer with various collector types for industrial process heating* de Bellos et al. (2024). En este trabajo se establecen condiciones de operación de referencia que permiten evaluar la confiabilidad del modelo desarrollado.

La validación se efectuará mediante la comparación del COP obtenido al variar las siguientes condiciones claves:

- Temperatura del condensador ( $T_c$ ).
- Temperatura del calor de trabajo ( $T_a$ ).
- Temperatura del evaporador y generador ( $T_e = T_g$ ).

Las condiciones de referencia del estudio de Bellos et al. (2024). se resumen en la Tabla 1.

A partir de ellas, se contrastarán los valores obtenidos en el presente proyecto.

Se considerará como criterio de aceptación que las diferencias relativas en el COP y en las temperaturas de operación se encuentren dentro de un margen del  $\pm 10\%$ , lo cual garantiza la validez de los resultados obtenidos

**Tabla 1***Criterios de validación*

TC [°C]	TA [°C]	TE=TG	COP
20	121	74.1	0.4876
22	121	74.1	0.4824
24	121	74.1	0.4752
26	121	74.1	0.4643
28	121	74.1	0.4453
30	121	74.1	0.4017
20	125	74.1	0.4779
22	125	74.1	0.4682
24	125	74.1	0.4522
26	125	74.1	0.4199
28	125	74.1	0.3135
20	129	74.1	0.4590
22	129	74.1	0.4346
24	129	74.1	0.3734

### 3.5 Condiciones ambientales

Con el fin de caracterizar las condiciones climáticas en la ciudad de Bucaramanga, se recopilaron datos de temperatura ambiente y radiación solar a partir de la base de datos Climate.OneBuilding.org. Esta fuente proporciona archivos meteorológicos de referencia elaborados a partir de registros históricos y validados para aplicaciones en simulación energética y estudios de eficiencia térmica.

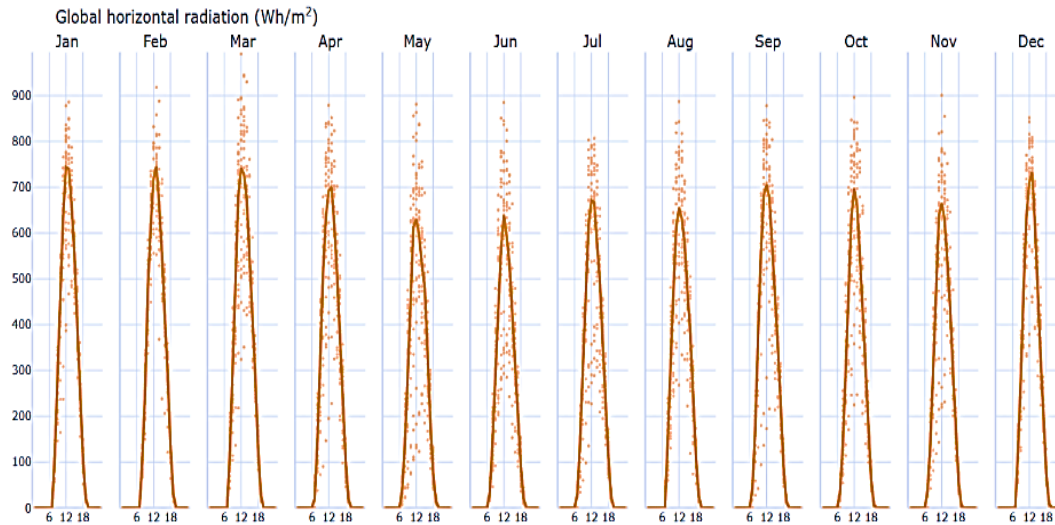
La información obtenida corresponde específicamente a la estación meteorológica del Aeropuerto Internacional Palonegro, lo cual garantiza que los valores reflejen de manera representativa el comportamiento climático local.

La figura 9 muestra una variación diaria promedio de la radiación solar en la ciudad de Bucaramanga, observándose el comportamiento típico de la radiación a lo largo de un día, desde las primeras horas de la mañana hasta el atardecer. En todos los meses, la radiación solar modela valores cercanos a 0 en la mañana y en las horas nocturnas, incrementando progresivamente alcanzando un máximo alrededor del mediodía solar, para posteriormente volver a disminuir hasta valores nulos, repitiendo este patrón a lo largo del año.

Los valores máximos de radiación presentan variaciones entre los diferentes meses, registrando el pico más alto en el mes de marzo con valores que superan los 900 (Wh/m<sup>2</sup>).

**Figura 9**

*Radiación promedio en cada mes del año*

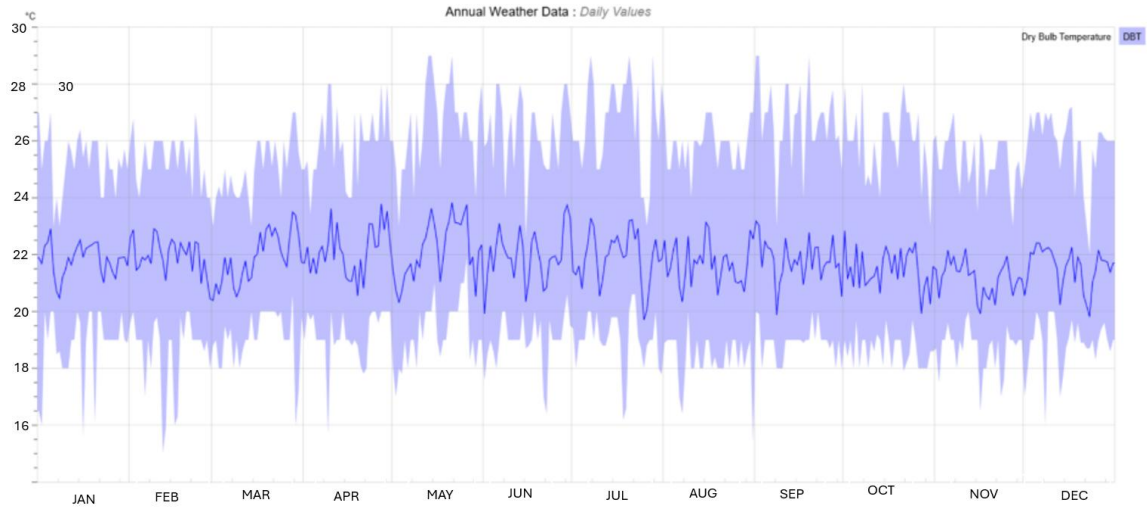


Nota. Adaptado de *Data View 2D – Weather Data Visualization*, por J. Marsh (s. f.), recuperado de <https://drajmarsh.bitbucket.io/data-view2d.html>

La Figura 10 muestra la variación de la temperatura promedio diaria del aire a lo largo de los meses del año. Los resultados indican que la temperatura se mantiene relativamente estable durante todo el periodo analizado, con valores promedio cercanos a 21–23 °C. Se observan ligeras fluctuaciones mensuales, con un leve incremento de la temperatura entre los meses de abril y agosto donde se encuentra el mayor registro de temperatura, y una ligera disminución hacia el final del año.

**Figura 10**

*Temperatura promedio en cada mes del año*



Nota. Adaptado de *Data View 2D – Weather Data Visualization*, por J. Marsh (s. f.), recuperado de <https://drajmarsh.bitbucket.io/data-view2d.html>

### 3.6 Condiciones de operación

La Tabla 2 resume los parámetros de entrada que definen las condiciones de operación del sistema, incluyendo las áreas de los distintos tipos de colectores solares evaluados, las condiciones ambientales de referencia y los parámetros operativos asociados al intercambiador de calor y a la potencia de trabajo. Estos valores constituyen la base para el desarrollo del modelo y la posterior evaluación del desempeño del sistema. El dimensionamiento de área de los colectores se llevó a cabo considerando una irradiación solar de  $850 \text{ W/m}^2$ , una temperatura ambiente de  $16 \text{ }^\circ\text{C}$  (la más baja para la ciudad de Bucaramanga, para alcanzar el DT respecto a la temperatura del fluido en el colector lo más amplio posible, representando la condición más desfavorable), y una temperatura del fluido en el colector alrededor de  $83 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Tabla 2***Condiciones de operación*

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Área colector Placa plana simple	104,5 [m <sup>2</sup> ]
Área colector Placa plana avanzado	69,39 [m <sup>2</sup> ]
Área colector Tubos de vacío	60,43 [m <sup>2</sup> ]
Temperatura ambiente	25°C
Presión ambiente	101,325
Flujo másico colector solar	1,1 [kg/s]
Efectividad Intercambiador de calor	70%
Potencia de trabajo	10 kW

## 4. Resultados

### 4.1 Resultados de la validación

El resultado del modelo realizado fue validado con el estudio de Bellos et al (2024), titulado *Investigation of a solar-driven absorption heat transformer with various collector types for industrial process heating*, haciendo uso del software Engineering Equation Solver (EES), teniendo como propósito establecer las directrices del diseño para el análisis de los resultados tomados. En la Tabla 3 se evidencian los resultados de la validación, donde se observa un máximo porcentaje de desviación del 10%, lo cual es un valor razonable. A partir de los resultados mostrados se da como validado el modelo.

**Tabla 3***Resultados de la validación*

Punto	COP Literatura	COP Obtenida	desviación
1	0.4828	0.4789	1%
2	0.4787	0.4583	4%
3	0.4713	0.4395	7%
4	0.4614	0.4223	8%
5	0.4454	0.4077	8%
6	0.4082	0.3945	3%
7	0.4713	0.4493	5%
8	0.4664	0.4305	8%
9	0.4503	0.4135	8%
10	0.4243	0.3978	6%
11	0.3402	0.3836	13%
12	0.3402	0.4187	8%
13	0.454	0.3992	8%
14	0.386	0.3821	1%

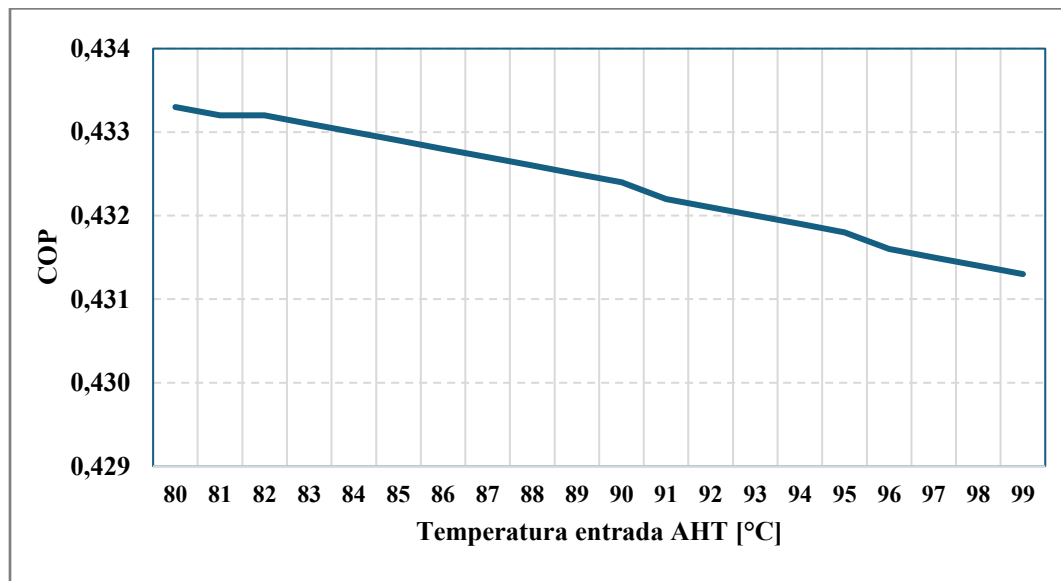
#### 4.2 Evaluación energética del transformador de calor

En el presente apartado se realiza la simulación del rendimiento de la configuración establecida para el transformador de calor, considerando la variación de la temperatura de entrada al sistema en un intervalo comprendido entre 80 °C y 99 °C, mientras se mantiene constante la

potencia del absorbedor en 10 kW y la temperatura ambiente a 25 °C. El objetivo de este análisis es caracterizar el comportamiento del sistema frente a dichas variaciones de temperatura.

**Figura 11**

*Coefficiente de desempeño (COP) vs Temperatura de entrada AHT*



En la Figura 11 se muestra el comportamiento del coeficiente de desempeño (COP) al realizar las variaciones en la temperatura a la entrada del AHT en un rango de entre 80°C y 99°C. Se observa que el COP se mantiene entre 0,431 y 0,4335, disminuyendo levemente su valor al aumentar la temperatura a la entrada del sistema.

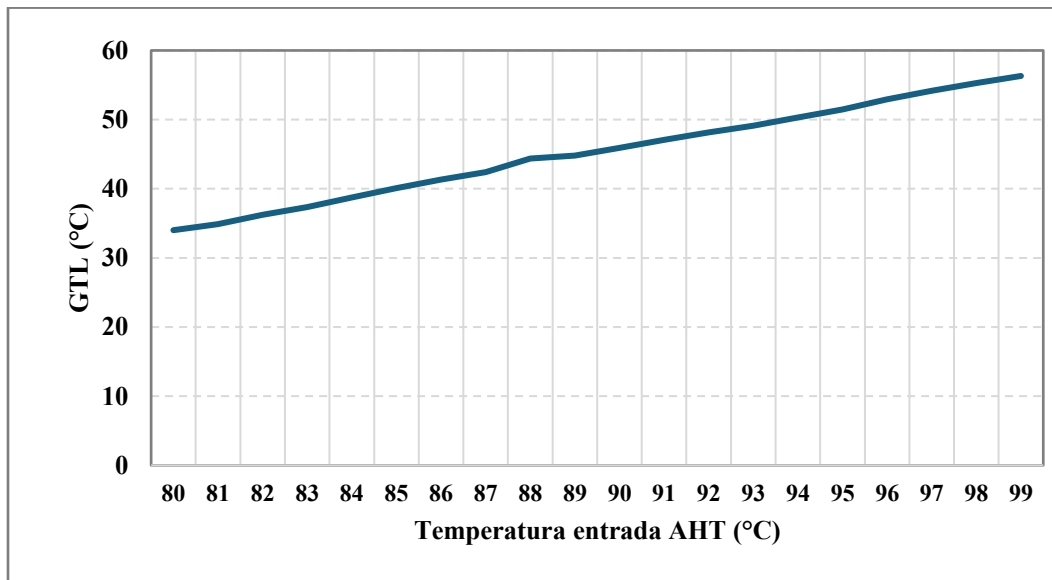
Este comportamiento se explica porque, como se indica en la ecuación (27), el COP corresponde a la relación entre la potencia entregada en el absorbedor y el calor suministrado al sistema a través del evaporador y el generador. Dado que la potencia del absorbedor se mantiene constante, el aumento de la temperatura de entrada implica un incremento en la potencia térmica requerida en el sistema, lo que conduce a una disminución progresiva del COP.

Adicionalmente, al aumentar la temperatura de entrada al AHT, el sistema debe operar a niveles térmicos más altos para mantener constante la potencia entregada en el absorbedor,

implicando que el generador deba aportar una mayor cantidad de energía térmica para sostener el ciclo de absorción. En consecuencia, aunque la potencia útil en el absorbedor se mantiene constante, el incremento en la energía suministrada al sistema provoca una reducción gradual del COP.

**Figura 12**

*Variación del salto térmico bruto (GTL) vs Temperatura entrada AHT*



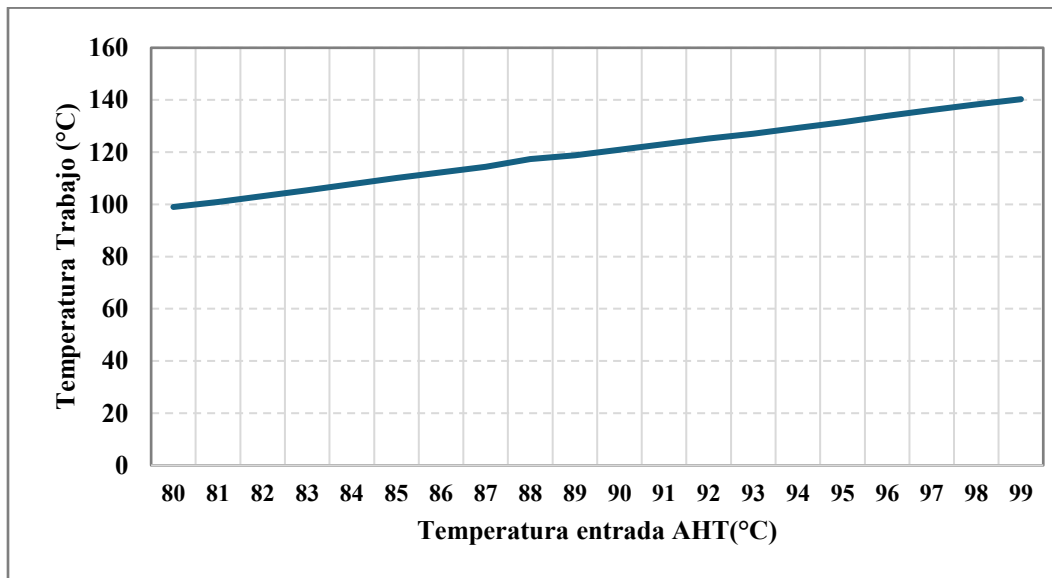
La Figura 12 muestra la variación del salto térmico bruto (GTL) en función de la temperatura de entrada del AHT, se observa que el GTL aumenta de manera progresiva y casi lineal con el incremento de la temperatura de entrada del AHT, pasando de aproximadamente 34°C a 56 °C.

El aumento del GTL implica una mayor exigencia termodinámica para el sistema, lo cual explica la tendencia decreciente del COP observada previamente, en concordancia con la literatura, donde se establece que valores elevados de GTL conducen a una reducción del rendimiento energético del transformador de calor. No obstante, el comportamiento suave y continuo del GTL indica que el sistema opera dentro de un rango estable, sin cambios abruptos, esto se debe a las

características propias de la mezcla utilizada en el AHT, ya que el sistema opera con una solución LiBr/H<sub>2</sub>O en la cual el bromuro de litio, por su naturaleza altamente higroscópica, absorbe el agua en fase de vapor, dando lugar a un proceso exotérmico que libera una cantidad significativa de calor y provoca el aumento de la temperatura de la solución.

**Figura 13**

*Temperatura Trabajo vs Temperatura entrada AHT*



La Figura 13 presenta la temperatura de trabajo a la salida del absorbedor, siendo esta la temperatura a la que sale el agua caliente que será aprovechado en la industria, la cual aumenta progresivamente de 99°C a 140°C, respecto a la temperatura de entrada al AHT, se observa que no existe ningún tipo de cambio abrupto o pico.

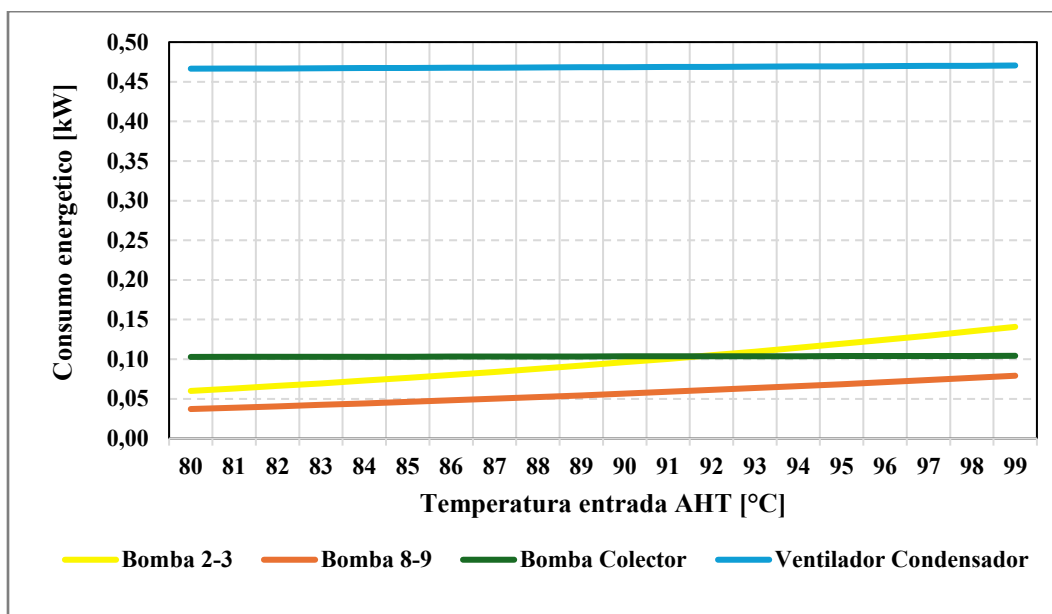
Este aumento de temperatura se encuentra directamente relacionado con el incremento bruto de temperatura (GTL), previamente analizado, el cual oscila entre 34 °C y 56 °C para el mismo rango de condiciones de entrada. Un mayor GTL implica una mayor exigencia térmica del sistema, lo que se traduce en un aumento de la temperatura alcanzada en el absorbedor como resultado del proceso de absorción de la mezcla LiBr/H<sub>2</sub>O. Este comportamiento confirma la

capacidad del sistema para suministrar calor a alta temperatura, aunque a costa de un mayor salto térmico y de una ligera reducción del COP.

Además, la ausencia de variaciones bruscas en la temperatura de salida indica una operación estable del sistema, característica deseable para aplicaciones industriales que requieren un suministro térmico continuo y controlado.

**Figura 14**

*Consumo vs Temperatura entrada AHT*



En la figura 14 se observa en el consumo eléctrico de los principales componentes auxiliares del transformador de calor, siendo estos la bomba después del condensador, la bomba después del generador, la bomba del colector, y el ventilador del condensador, todos en función de la temperatura de entrada del AHT, la cual varía entre 80°C y 99°C.

Se observa principalmente como todos los consumos varían muy poco, mostrando un comportamiento estable. El componente que más consumo energético representa para el sistema es el ventilador del condensador con valores prácticamente constantes de 0,47 kW, es decir, no se ve tan afectado por la temperatura a la entrada del AHT, al igual que la bomba del colector, la cual

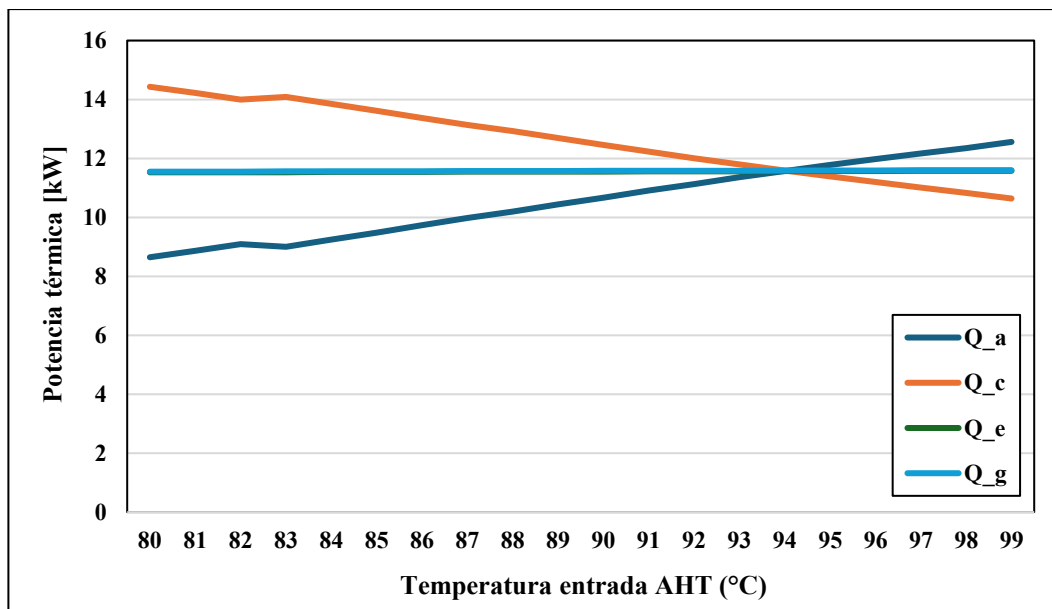
se mantiene constante en 0.1 kW. Por otro lado, el trabajo de las bombas 2–3 y 8–9 muestra una tendencia creciente con el aumento de la temperatura de entrada del AHT. En particular, la bomba 2–3 presenta el incremento más significativo, pasando aproximadamente de 0,06 kW a 0,14 kW, lo cual se asocia al aumento de los caudales máxicos y de las diferencias de presión requeridas para mantener la circulación de la solución a mayores niveles térmicos y de salto térmico bruto (GTL).

En conjunto, estos resultados indican que el consumo eléctrico auxiliar del sistema tiene una influencia limitada frente a las variaciones de temperatura de entrada, siendo dominado principalmente por el ventilador del condensador. En general se puede evidenciar que el consumo de energía eléctrica es muy bajo en comparación con la energía entregada.

#### 4.3 Efectos de la temperatura a la entrada del AHT con temperatura del absorbedor fija

**Figura 15**

*Potencia térmica vs Temperatura entrada AHT*



En la Figura 15 se presentan las variaciones de la potencia térmica en los diferentes componentes del transformador de calor, en función de la temperatura de entrada al AHT, la cual varía entre 80 °C y 99 °C. Para este análisis se fijaron la temperatura de salida del absorbedor [5]

en 121 °C y la temperatura ambiente en 25 °C. En consecuencia, a diferencia de los casos anteriores, la potencia térmica del absorbedor no se mantiene constante. Asimismo, se conservaron las consideraciones indicadas en la Tabla 2, junto con las condiciones establecidas en la Sección 3.2, incluyendo una temperatura de trabajo [18] de 113 °C.

Se observa que la potencia del evaporador y del generador presentan valores muy similares y un comportamiento prácticamente constante frente a las variaciones de la temperatura de entrada al AHT. Esto indica que el aporte energético requerido para sostener el ciclo no se ve significativamente afectado por dichos cambios en este rango de operación.

Por otro lado, en el condensador y el absorbedor se evidencian variaciones más marcadas. En particular, la potencia del condensador disminuye a medida que aumenta la temperatura de entrada al AHT, mientras que la potencia del absorbedor presenta una tendencia creciente. Este resultado es de especial relevancia, dado que la potencia del absorbedor corresponde a la potencia útil entregada por el sistema, lo cual confirma que, al mantener constante la temperatura de salida del absorbedor, el sistema es capaz de suministrar una mayor cantidad de calor útil conforme aumenta la temperatura de entrada.

Este comportamiento se explica porque, al fijar la temperatura del absorbedor que corresponde al nivel térmico más alto del sistema, el incremento de la temperatura de entrada permite aumentar el salto térmico disponible dentro del ciclo, favoreciendo el transporte de energía hacia el absorbedor. En consecuencia, el sistema es capaz de entregar una mayor potencia útil a alta temperatura, confirmando el principio de funcionamiento del transformador de calor.

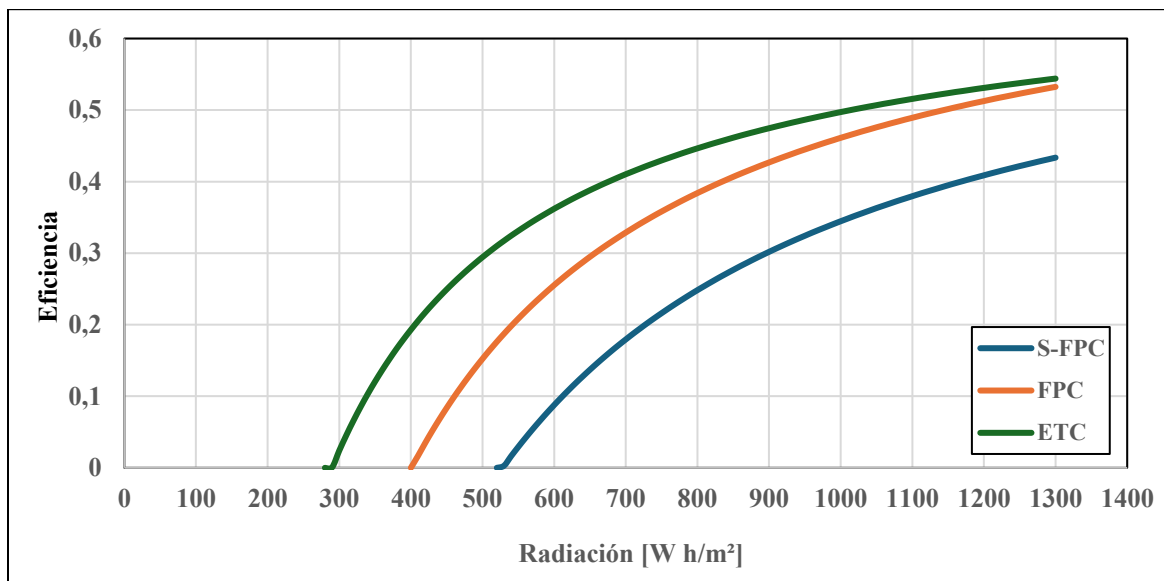
#### 4.4 Análisis rendimiento con asistencia solar.

En este apartado se presenta la evaluación del desempeño del transformador de calor operando con asistencia solar. Para dicho análisis se consideró la variabilidad de las condiciones climáticas, específicamente la temperatura ambiente y la radiación solar, características de la ciudad de Bucaramanga.

Se realizó un análisis diario del calor generado útil por el colector solar, posteriormente, estos valores se comparan con el flujo de transferencia de calor requerido por el sistema. Este análisis se llevó a cabo para los doce meses del año, con el fin de evaluar el comportamiento estacional del sistema, manteniendo las consideraciones indicadas en la Tabla 2 y las condiciones de la sección 3.2, incluyendo una temperatura en el absorbedor [5] de  $120,3^{\circ}\text{C}$ , temperatura de entrada al AHT de  $86^{\circ}\text{C}$  y temperatura de trabajo [18] de  $112,3^{\circ}\text{C}$ .

Con el propósito de seleccionar el colector solar con mejor desempeño bajo las condiciones de operación establecidas, se realizó inicialmente una comparación de las eficiencias correspondientes a tres tipos de colectores, cuyos resultados se presentan en la Figura 16.

En las Figuras 17 a 28 se muestra la comparación entre el flujo de calor requerido por el sistema para cumplir con las condiciones de operación del absorbedor (línea naranja), correspondiente a 23,11 kW, y el flujo de calor entregado por el colector solar a lo largo de las horas características de cada mes.

**Figura 16***Eficiencia por tipo de colector*

En la Figura 16 se muestra la eficiencia energética de tres tipos de colectores solares en función de la radiación solar incidente, evaluada para valores de radiación comprendidos entre 0 y 1000 W/m<sup>2</sup>. Para este análisis se fijó una temperatura ambiente de 16 °C, correspondiente a la temperatura más baja reportada en los datos climáticos para la ciudad de Bucaramanga, y la temperatura media del colector se estableció en 83,5 °C, según del análisis para el AHT.

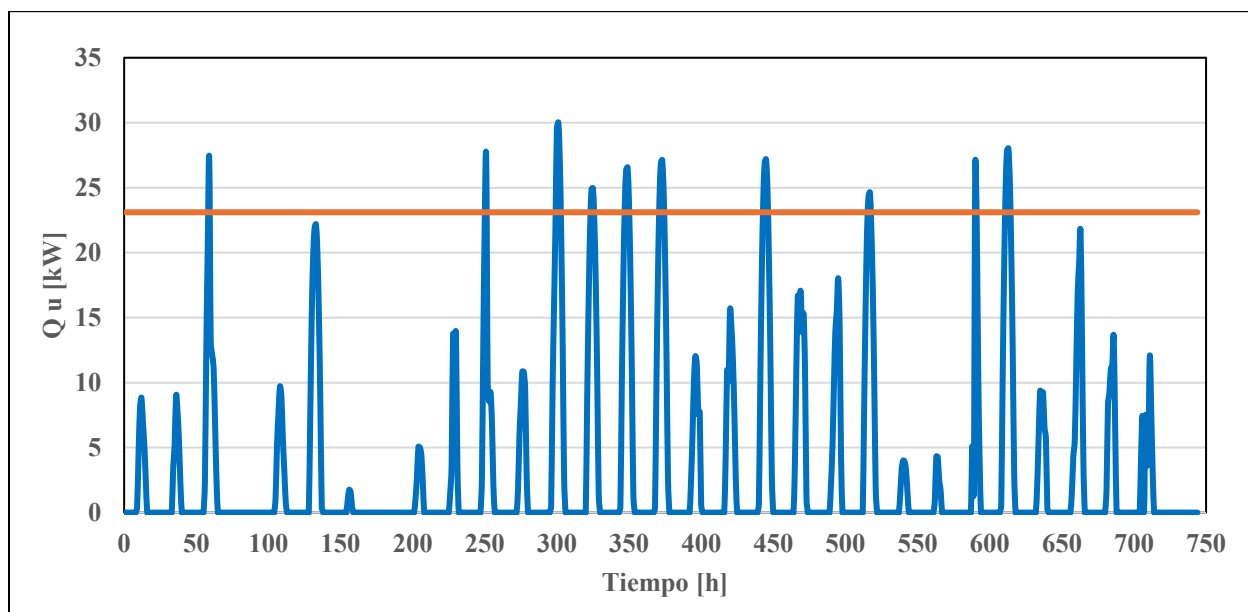
Los resultados presentados en la Figura 16 permiten comparar el desempeño de un colector solar de placa plana simple (S-FPC), un colector solar de placa plana avanzado (A-FPC) y un colector solar de tubos de vacío (ETC). Se observa que el colector de tubos de vacío presenta el mejor desempeño bajo las condiciones de operación analizadas, alcanzando una eficiencia máxima cercana al 55 %. El colector de placa plana avanzado muestra una eficiencia máxima similar; sin embargo, el colector de tubos de vacío destaca por su capacidad de operar a menores niveles de radiación solar, iniciando su funcionamiento alrededor de 300 W/m<sup>2</sup>, frente a aproximadamente 400 W/m<sup>2</sup> para el colector de placa plana avanzado.

Por otro lado, el colector solar de placa plana simple presenta el menor desempeño, alcanzando una eficiencia máxima cercana al 42 % y requiriendo niveles de radiación superiores a  $540 \text{ [W/m}^2\text{]}$  para iniciar su operación.

Con base en estos resultados, se seleccionó el colector solar de placa plana avanzado, dado que la temperatura requerida para la aplicación no es elevada. En este rango de operación este tipo de colector presenta un desempeño adecuado y una mejor relación costo-beneficio y el uso de colector solar de tubos de vacío no resulta técnicamente necesario ya que está diseñado para alcanzar temperaturas más altas, lo que implicaría una sobredimensión del sistema y un incremento innecesario en los costos de inversión.

**Figura 17**

*Flujo de calor útil para el mes de enero*

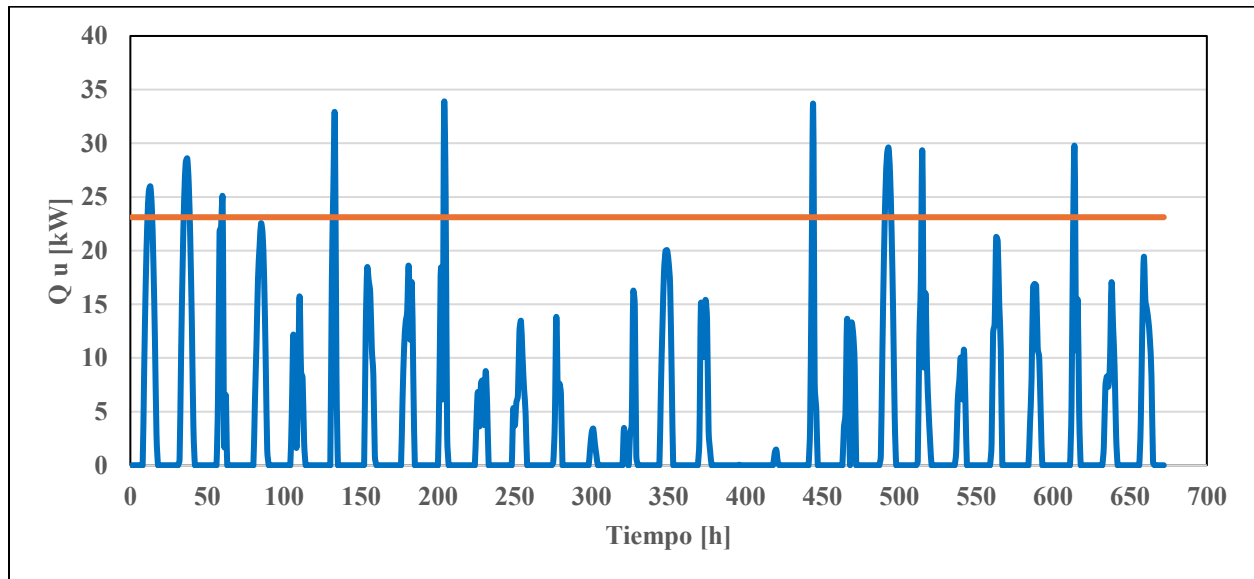


En la Figura 17 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de enero, junto con la potencia térmica requerida por el sistema (línea naranja). A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a

17193,84 kW mientras que el colector solar aporta únicamente 2388 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 13,9 %, lo que indica que durante este periodo el sistema solar cubre una porción limitada de la demanda térmica

### Figura 18

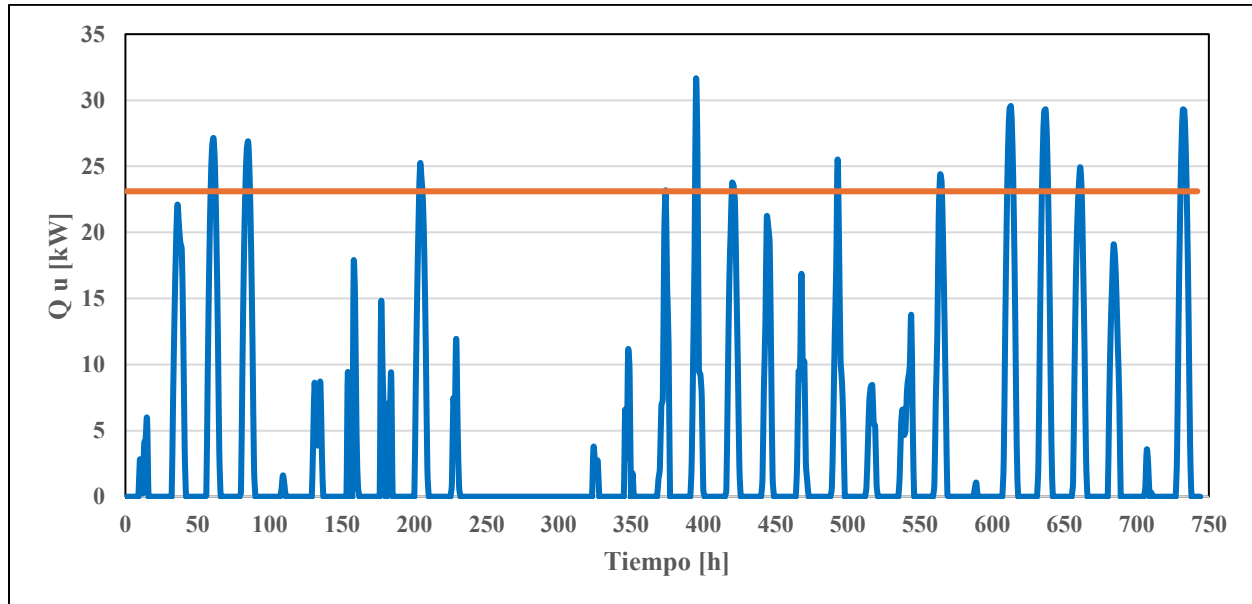
*Flujo de calor útil para el mes de febrero*



En la Figura 18 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de febrero, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes es de 15529,92 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector asciende a 2294,98 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 14,78 %, lo que indica que, si bien el aporte solar es ligeramente superior al observado en enero, el colector continúa cubriendo una fracción reducida de la demanda térmica total.

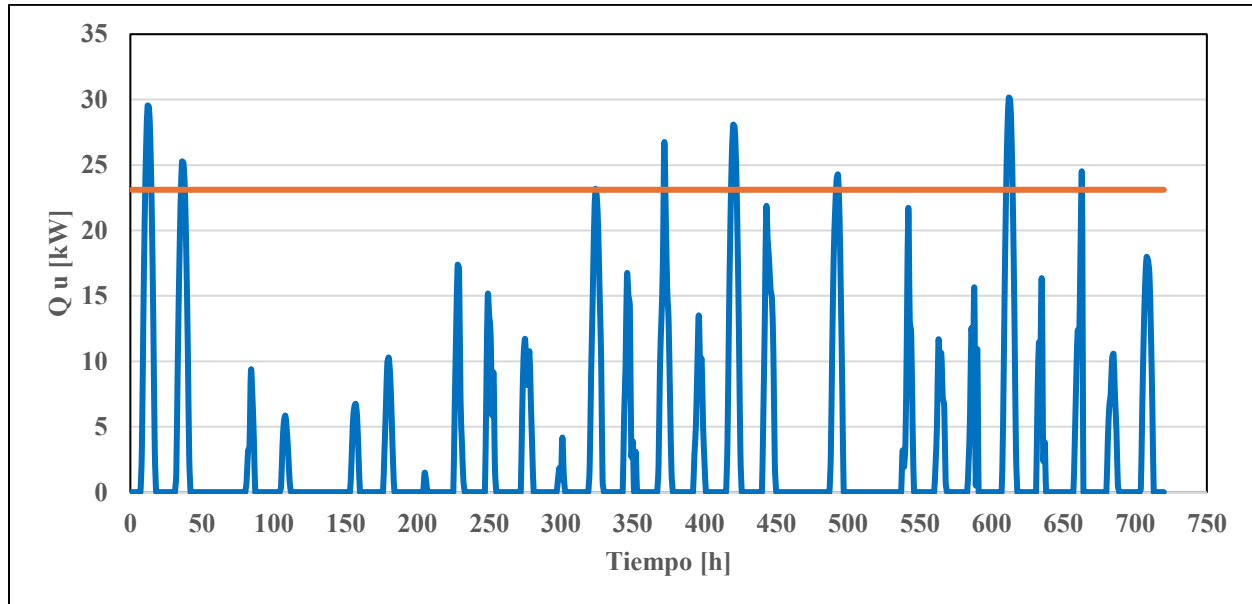
**Figura 19**

*Flujo de calor útil para el mes de marzo*



En la Figura 19 se muestra la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de marzo, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 17193,84 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 2520,20 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 14,66 %, lo que indica que el colector solar continúa cubriendo una fracción limitada de la demanda térmica mensual.

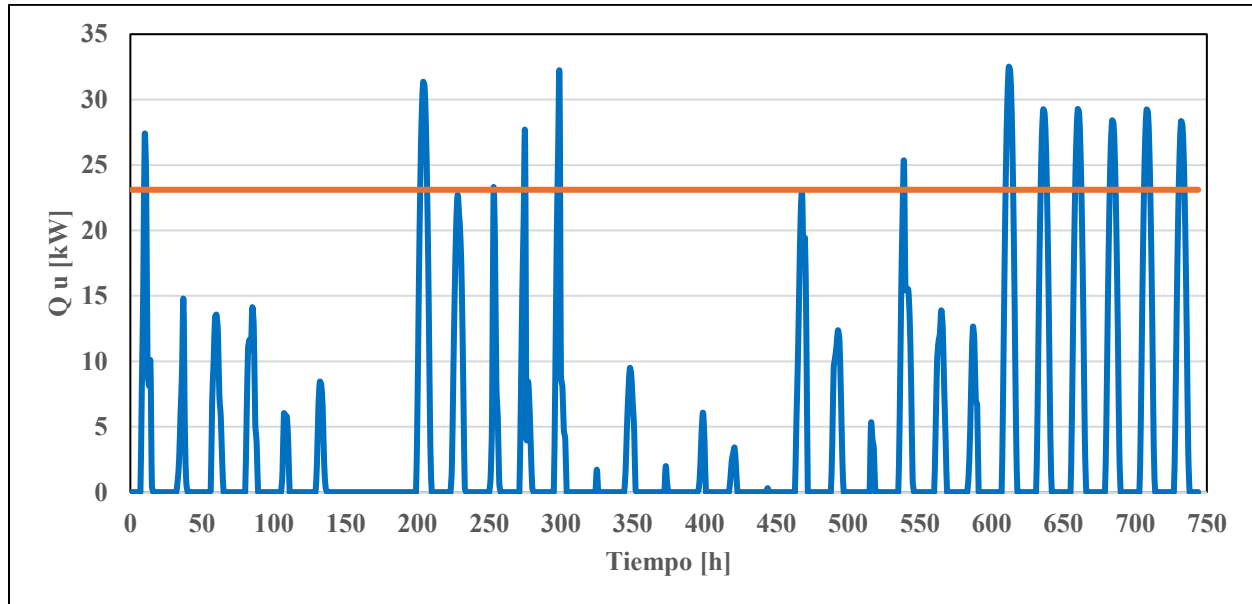
Durante este mes se observa un ligero incremento en la energía útil entregada por el colector respecto a los meses anteriores, asociado a una mayor frecuencia de horas con radiación solar significativa; sin embargo, dicho aumento no se traduce en una mejora sustancial de la fracción solar debido al elevado nivel de demanda térmica del sistema.

**Figura 20***Flujo de calor útil para el mes de abril*

En la Figura 20 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de abril, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes es de 16639,2 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector asciende a 2178,68 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 13,09 %, evidenciando una disminución en el aporte relativo del colector respecto a los meses anteriores.

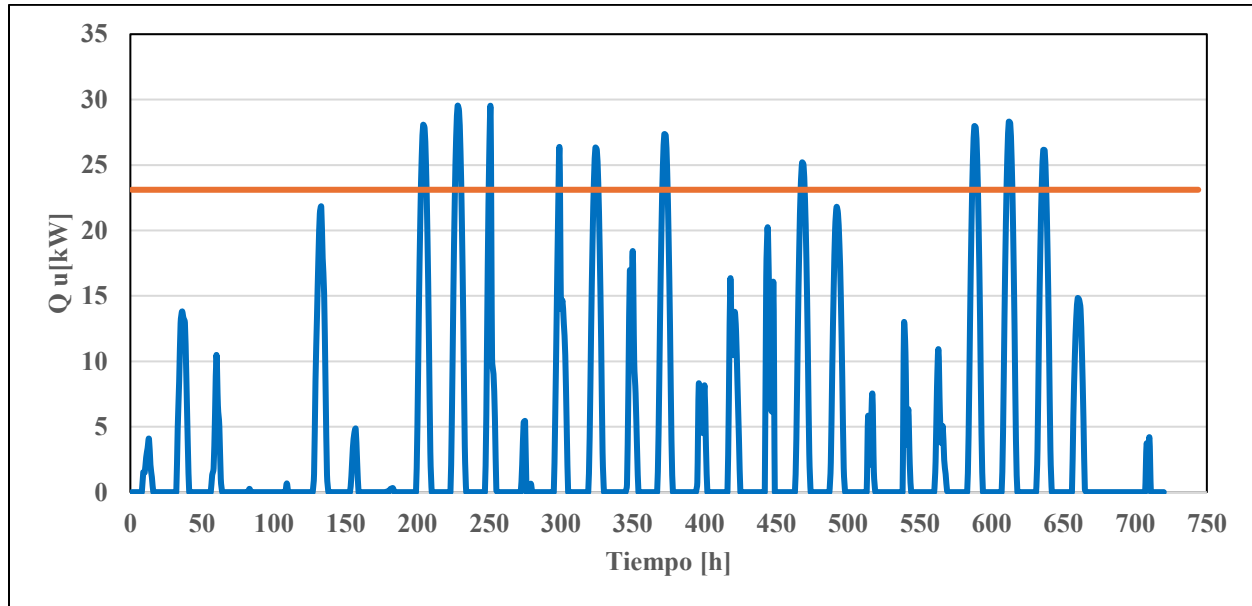
**Figura 21**

*Flujo de calor útil para el mes de mayo*



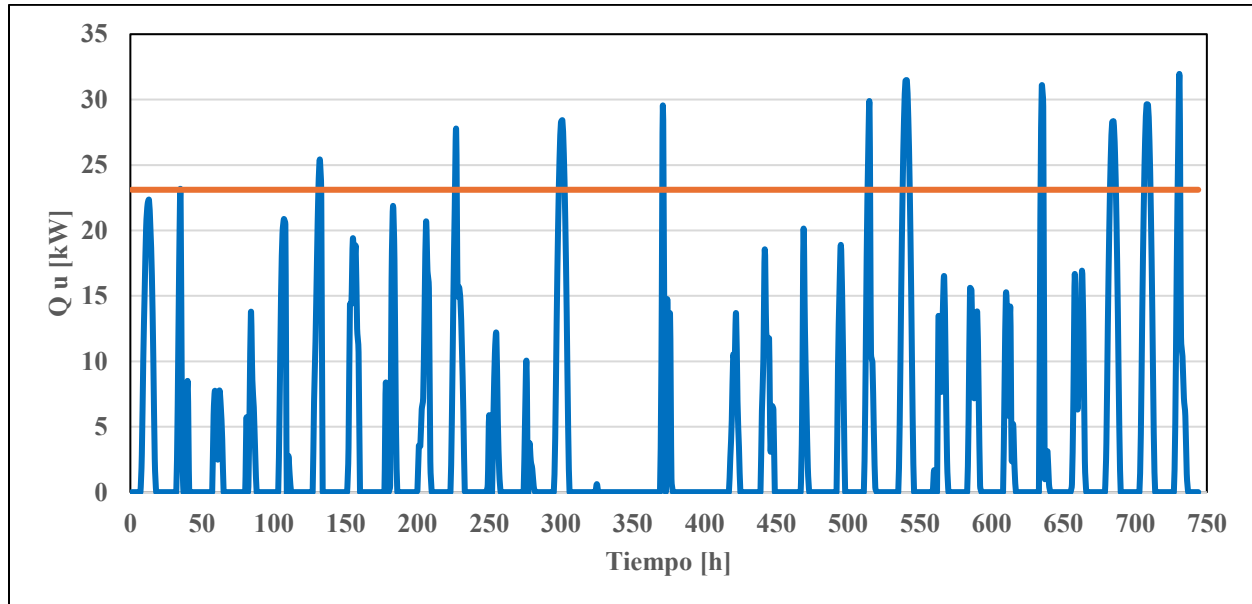
En la Figura 21 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de mayo, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 17193,84 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 2648,48 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 15,40 %, la cual representa el mayor aporte relativo del sistema solar dentro del periodo analizado hasta este punto del año.

El aumento en la fracción solar observado en mayo se asocia a una mayor disponibilidad de radiación solar y a un incremento en la frecuencia de horas con valores significativos de potencia útil, lo cual se evidencia en la gráfica mediante picos más frecuentes y de mayor magnitud en comparación con los meses anteriores.

**Figura 22***Flujo de calor útil para el mes de junio*

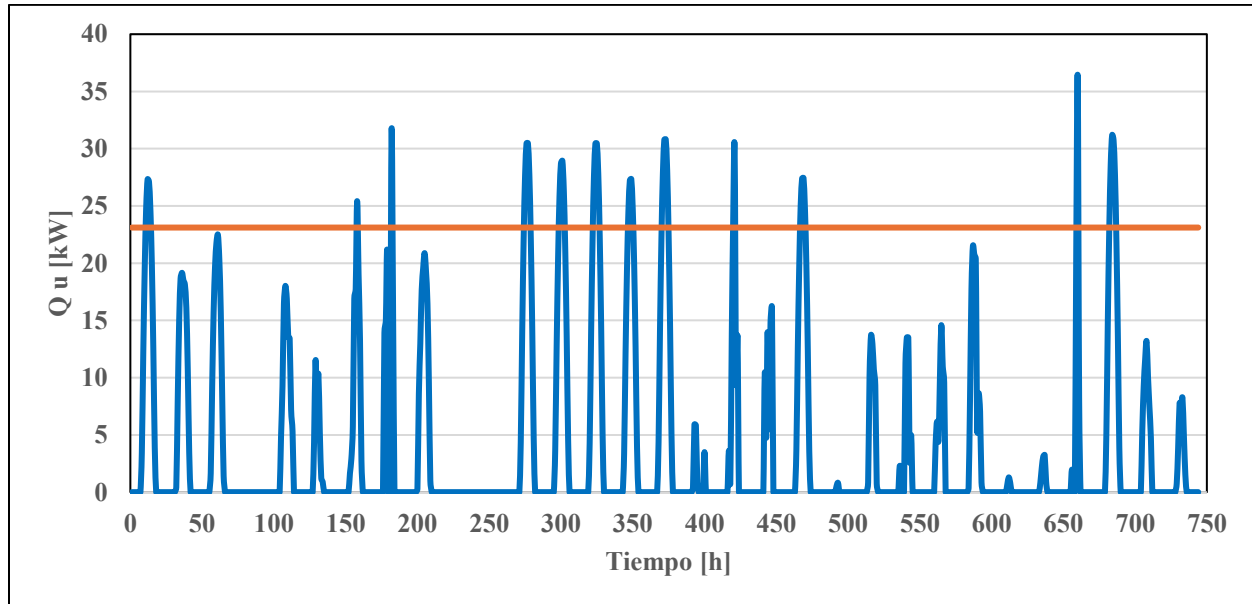
En la Figura 22 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de junio, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes es de 16639,2 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector asciende a 2532,04 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 15,22 %, valor que se mantiene en niveles similares a los observados en mayo. No obstante, el aporte del colector continúa siendo insuficiente para cubrir de manera autónoma la demanda térmica del sistema, por lo que se requiere el uso de una fuente auxiliar de energía.

Durante el mes de junio se observa una mayor regularidad en los picos de potencia útil respecto a los meses iniciales del año, lo que sugiere una disponibilidad más uniforme del recurso solar. Sin embargo, la magnitud de dichos picos sigue siendo, en la mayoría de los casos, inferior a la potencia requerida por el sistema.

**Figura 23***Flujo de calor útil para el mes de julio*

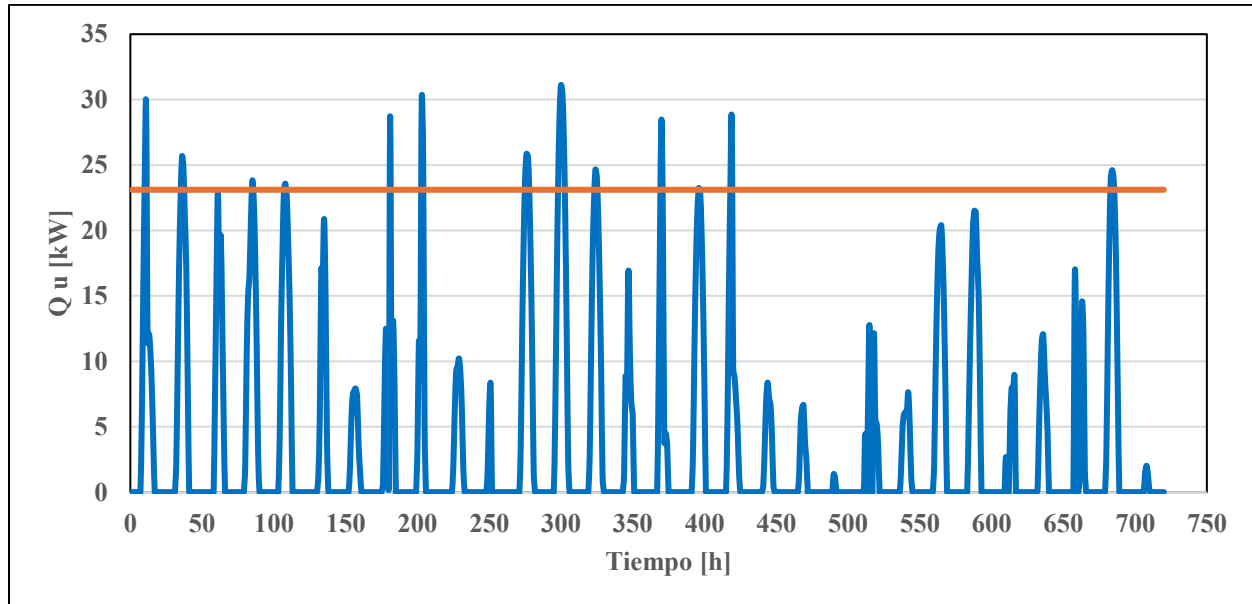
En la Figura 23 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de julio, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 17193,84 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 2696,68 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 15,68 %. Sin embargo, a pesar de este mejor desempeño, el colector no logra cubrir de forma autónoma la demanda térmica del sistema.

En comparación con los meses anteriores, julio presenta la mayor fracción solar del año hasta este punto, superando ligeramente los valores registrados en mayo y junio, lo que evidencia un desempeño más favorable del colector durante este mes.

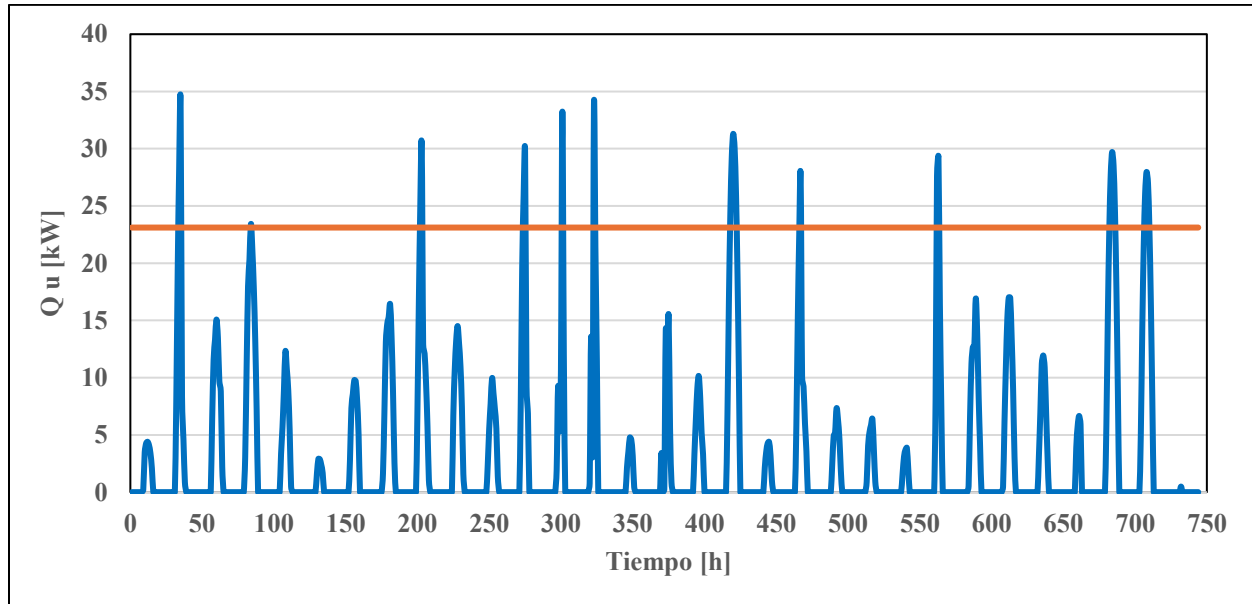
**Figura 24***Flujo de calor útil para el mes de agosto*

En la Figura 24 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de agosto, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 17193,84 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 2888,77 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 16,79 %, la cual representa el mayor aporte relativo del sistema solar en todo el periodo analizado hasta ahora. Este comportamiento evidencia un mejor aprovechamiento del recurso solar durante este mes; sin embargo, el colector continúa sin lograr cubrir de manera autónoma la demanda térmica del sistema.

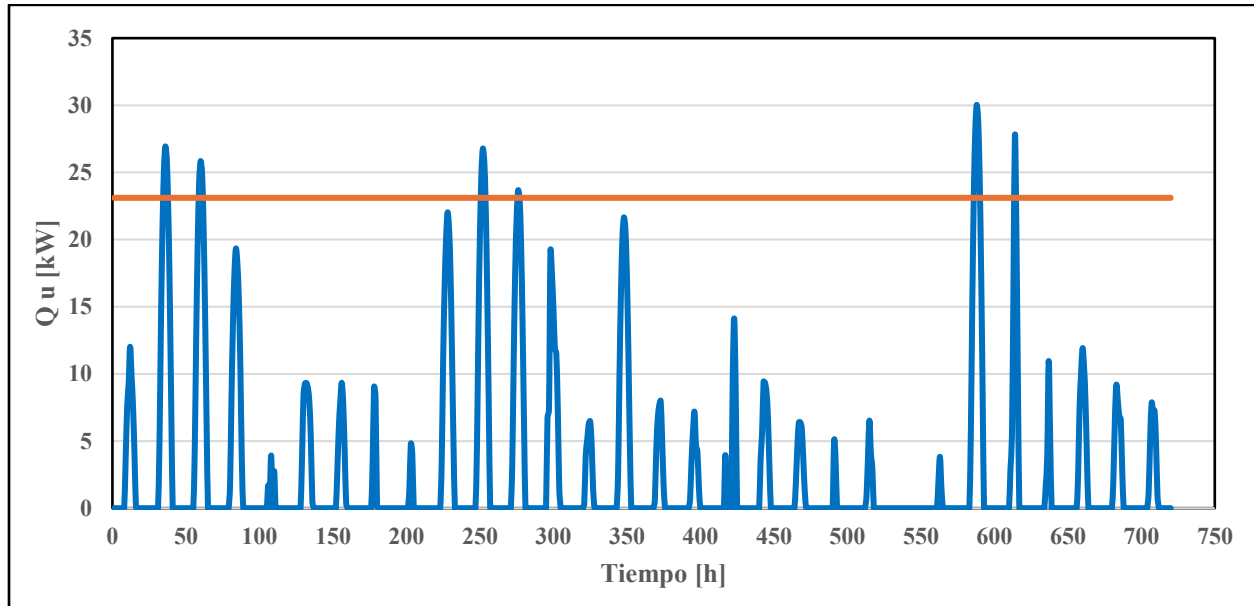
En el periodo comprendido entre mayo y agosto se observa un aumento progresivo en la fracción solar, alcanzando su valor máximo en agosto, lo que pone de manifiesto la marcada influencia de la estacionalidad sobre el desempeño del colector solar.

**Figura 25***Flujo de calor útil para el mes de septiembre*

En la Figura 25 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de septiembre, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 16639,2 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 2655,55 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 15,95 %, valor que, si bien es inferior al máximo observado en agosto, se mantiene en niveles elevados en comparación con los meses iniciales del año. No obstante, el sistema solar continúa siendo insuficiente para cubrir de manera autónoma la demanda térmica.

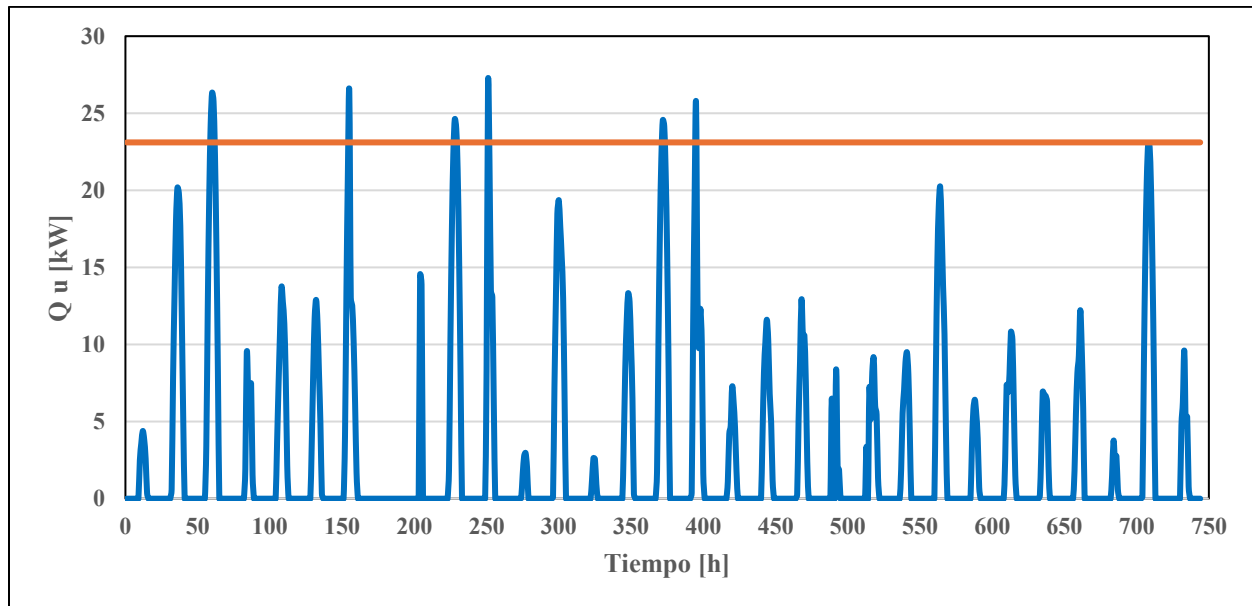
**Figura 26***Flujo de calor útil para el mes de octubre*

En la Figura 26 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de octubre, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 17193,84 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 2251,15 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 13,09 %, evidenciando una disminución significativa del aporte relativo del sistema solar en comparación con los meses anteriores. En consecuencia, durante este periodo el colector cubre una fracción limitada de la demanda térmica.

**Figura 27***Flujo de calor útil para el mes de noviembre*

En la Figura 27 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de noviembre, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 16639,2 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 1922,51 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 11,55 %, evidenciando una reducción significativa del aporte del sistema solar en comparación con los meses anteriores. En consecuencia, durante noviembre el colector cubre una porción muy limitada de la demanda térmica.

La marcada disminución en la fracción solar durante noviembre se asocia a una menor disponibilidad de radiación solar efectiva, lo cual se refleja en una reducción considerable tanto en la magnitud como en la frecuencia de los picos de potencia útil observados en la gráfica.

**Figura 28***Flujo de calor útil para el mes de diciembre*

En la Figura 28 se presenta la potencia útil horaria entregada por el colector solar durante el mes de diciembre, junto con la potencia térmica requerida por el sistema. A partir de los resultados obtenidos, se determinó que la energía requerida durante este mes asciende a 17193,84 kW, mientras que la energía útil aportada por el colector es de 1975,60 kW. Esto corresponde a una fracción solar del 11,49 %, la cual se encuentra entre los valores más bajos del año. Este comportamiento evidencia un desempeño limitado del sistema solar durante diciembre.

De manera global, el análisis mensual del desempeño del colector solar muestra una marcada variación estacional. La fracción solar alcanza sus valores máximos durante los meses de mayo a agosto, con un máximo de 16,79 % en agosto, mientras que los valores mínimos se presentan en noviembre y diciembre, con fracciones solares cercanas al 11,5 %. En términos generales, el colector solar analizado no logra cubrir de forma autónoma la demanda térmica del

sistema en ningún mes del año, lo que evidencia la necesidad permanente de un sistema auxiliar de generación de calor.

#### **4.5 Análisis comparativo con una caldera a gas**

Antes de presentar los resultados asociados a la estimación energética comparando un transformador de calor asistido con energía solar frente a una caldera convencional a gas, es importante contextualizar el alcance y las limitaciones inherentes a esta comparación.

A partir del análisis termodinámico del transformador de calor por absorción y del estudio de su desempeño bajo las condiciones de operación propuestas, particularmente la producción continua de vapor de agua a aproximadamente 112 °C para una aplicación industrial con operación 24 horas, se evidenció que este tipo de sistema no está concebido para competir directamente con una caldera convencional en términos de eficiencia energética global o consumo anual de energía primaria.

Se ha logrado reconocer que el transformador de calor no es un equipo de generación de calor, sino un sistema de transformación térmica cuya función principal es elevar el nivel de temperatura de una fuente de calor de baja o media calidad energética. En este sentido, la comparación directa con una caldera, la cual convierte energía química de alta calidad en calor útil, no representa el escenario de aplicación más adecuado para el AHT.

No obstante, dado que uno de los objetivos específicos del presente trabajo consiste en estimar el ahorro energético frente a una caldera a gas, a continuación, se presentan los resultados correspondientes a dicha comparación, con el propósito de cumplir con el objetivo planteado y proporcionar una referencia cuantitativa bajo el marco definido inicialmente.

Para llevar a cabo la siguiente comparación se tomó como ejemplo la caldera de gas natural de la marca Shengtain, la cual se usa para uso doméstico, comercial o industrial, concretamente se

usará el modelo: SZS0.015-0.4-Q, la cual presenta los siguientes datos técnicos evidenciados en la tabla 4:

**Tabla 4**

*Datos técnicos caldera a gas SZS0.015-0.4-Q*

CRITERIO	SZS0.015-0.4-Q
Capacidad nominal de generación de vapor	15 [kg/h]
Potencia térmica	10 kW
Presión del vapor generado	4 [bar]
Temperatura del vapor generado hasta	151 [°C]
Rendimiento térmico	88 %
Combustible	Gas natural / GLP
Peso total	135 [kg]
Dimensiones (ancho x altura x profundidad)	790 x 1220 x 555 [mm]
Volumen máximo de agua	16 [L]
Alimentación eléctrica	monofásica, 220Vac / 50Hz

Suponiendo una operación de 24 horas al día durante todo un año, la operación anual sería de 8760 horas, un tiempo razonable en un uso comercial o industrial significativo, por ende, se puede calcular la siguiente demanda térmica anual por parte de la caldera a gas.

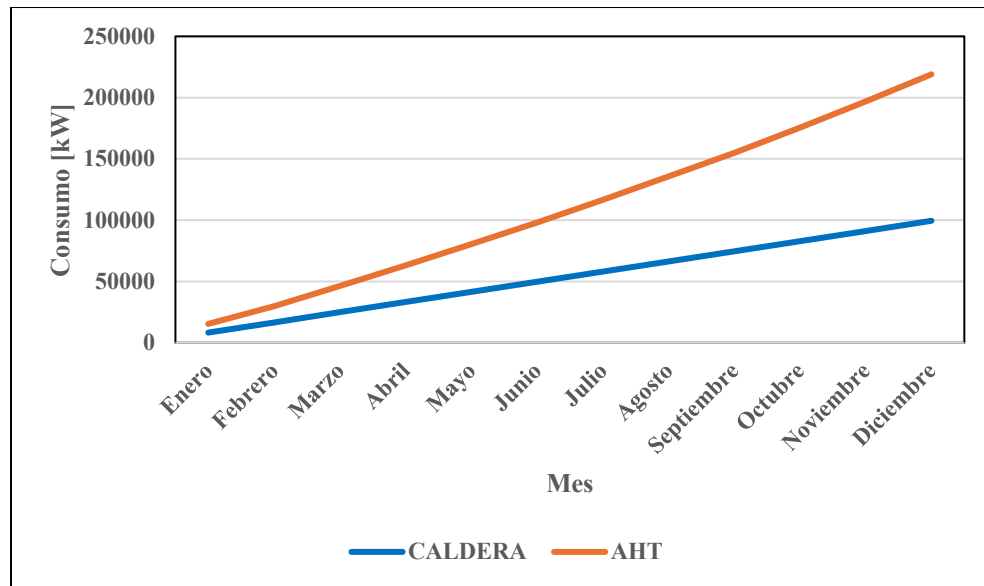
$$E_{demanda} = \frac{10Kw}{0.88} * 8760h = 99545,45 \frac{Kw*h}{año} \quad (30)$$

Por el lado del AHT, se tienen diversos componentes que consumen energía eléctrica, siendo estos un ventilador, tres bombas, y un quemador que servirá como fuente auxiliar en caso

de que la radiación solar captada no sea suficiente para alcanzar el calor necesario para cumplir las condiciones de trabajo.

**Figura 29**

*Consumo energético mes a mes caldera a gas vs AHT*



En la Figura 29 se presentan los resultados de la comparación mensual del consumo energético entre la caldera a gas y el transformador de calor (AHT), para la configuración y condiciones de operación establecidas.

A partir de la figura se observa claramente que, en todos los meses del año, el consumo energético del AHT es superior al de la caldera a gas. A nivel anual, el AHT presenta un consumo total de 219034 kW, mientras que la caldera a gas alcanza un consumo anual de 99513 kW, lo que representa una diferencia aproximada de 119521 kW a favor de la caldera.

Este comportamiento se explica porque el transformador de calor, además del aporte térmico principal, requiere energía adicional asociada al funcionamiento de equipos auxiliares como bombas y ventiladores, así como a las pérdidas inherentes al proceso de transformación térmica. En contraste, la caldera a gas entrega el calor requerido de forma directa mediante la

combustión, lo que resulta en un menor consumo energético global bajo las condiciones analizadas.

Los resultados obtenidos muestran que, bajo el escenario analizado, el sistema basado en un transformador de calor asistido con energía solar presenta un consumo anual de energía auxiliar (calentador a gas) superior al de una caldera convencional que satisface directamente la demanda térmica del proceso.

Este comportamiento se explica principalmente por la necesidad de operar el sistema de forma continua, independientemente de la disponibilidad del recurso solar, así como por el hecho de que el transformador de calor presenta coeficientes de desempeño térmico (COP) inferiores a la unidad, lo cual es característico de este tipo de tecnologías.

Estos resultados no deben interpretarse como una deficiencia del modelo ni del sistema analizado, sino como una consecuencia directa de la selección del caso de estudio. En particular, se ha reconocido que el AHT resulta más competitivo en aplicaciones donde existe una fuente de calor residual o solar disponible de manera continua, que de otro modo sería desaprovechada, y donde el objetivo es elevar su nivel térmico sin recurrir al consumo adicional de energía primaria.

Por lo tanto, el transformador de calor por absorción encuentra su mayor potencial en aplicaciones de recuperación de calor residual industrial, integración con sistemas de cogeneración o trigeneración, y en sistemas solares térmicos destinados a procesos de media temperatura, donde el criterio de evaluación se centra en la reducción del consumo de combustible fósil y de las emisiones asociadas, más que en la comparación directa con tecnologías de generación térmica convencional. Respecto a la integración con energía solar, una de las aplicaciones potenciales del transformador de calor por absorción es su integración en instalaciones solares térmicas existentes, donde el campo solar fue diseñado originalmente para producir agua caliente a temperaturas

medias. En estos casos, el AHT permite elevar el nivel térmico del calor disponible para satisfacer demandas de mayor temperatura o producción de vapor, sin requerir la ampliación del campo solar ni la incorporación de tecnologías solares de alta temperatura.

## 5. Conclusiones

El análisis del principio de funcionamiento del transformador de calor por absorción solar basado en LiBr/H<sub>2</sub>O permitió establecer que se trata de una tecnología orientada a la valorización y recuperación de calor de bajo nivel térmico, adecuada para procesos industriales que demandan agua caliente a temperaturas moderadas. Su aplicabilidad se ve condicionada por la disponibilidad de una fuente térmica estable y por rangos de operación específicos del par de trabajo, lo que limita su uso como sistema de generación directa de calor.

Durante el desarrollo de este trabajo de grado se formularon de manera satisfactoria los modelos matemáticos correspondientes a las configuraciones de un transformador de calor por absorción solar, lo que permitió evaluar el desempeño técnico y el impacto ambiental bajo las condiciones propias de la ciudad de Bucaramanga.

Los resultados indican que el colector solar más eficiente es el absorbedor solar de tubos de vacío, pues alcanza una eficiencia del 45% cerca de las 12 horas, sin embargo, para este tipo de sistema, y dado que la temperatura requerida no es elevada, se optó por un colector solar de placa plana avanzado.

Se observa que, en el rango de temperaturas entre 80 °C y 99 °C, el COP presenta una variación aproximada de 0,433 a 0,431, mostrando un comportamiento estable con un ligerísimo decrecimiento. A sí mismo, el salto térmico bruto o GTL, presenta un incremento progresivo y prácticamente lineal a medida que aumenta la temperatura a la entrada del AHT, pasando de

valores cercanos a 34 °C hasta aproximadamente 56 °C, esto debido a las propiedades de la mezcla con la que funciona el AHT, pues la mezcla de LiBr/H<sub>2</sub>O, al ser el bromuro de litio altamente higroscópico, al absorber el agua en estado de vapor se genera un fenómeno exotérmico que ocasiona que se libere una gran cantidad de calor elevando la temperatura de la solución. Por otro lado, la temperatura a la que sale el agua caliente que será aprovechado en la industria, aumenta progresivamente de 99°C a 140°C y está directamente ligada a la temperatura de entrada al AHT suministrada por los colectores solares.

Además, se estimó el consumo energético del transformador de calor. Este se debe a la bomba ubicada después del condensador, la bomba posterior al generador, la bomba del colector y el ventilador del condensador. El elemento con mayor consumo energético dentro del sistema es el ventilador del condensador, el cual presenta valores prácticamente constantes cercanos a 0,47 kW, evidenciando que su operación no se ve influenciada por la temperatura a la entrada del AHT; un comportamiento similar se observa en la bomba del colector, cuyo consumo se mantiene alrededor de 0,1 kW. En contraste, el trabajo requerido por las bombas 2–3 y 8–9 aumenta a medida que se incrementa la temperatura a la entrada del AHT. En particular, la bomba 2–3 exhibe el mayor crecimiento, con un aumento aproximado desde 0,06 kW hasta 0,14 kW. Además de lo anterior mencionado, concluyo que el calor que se precisa ser brindado por medio de la absorción solar, para que el transformador de calor funcione con los estándares deseados de entregar 10 kW a la salida varía entre 23.08 kW y 23.19 kW.

Por otra parte, se evaluó la asistencia solar en cada mes, donde se evidencio que, con la configuración establecida y los metros cuadrados parametrizados en las condiciones de operación, no es posible trabajar solo con la asistencia solar, lo cual motiva a futuras investigaciones crear configuraciones automatizadas con más celdas solares donde solo se utilicen las suficientes para

extraer el calor necesario. Por lo ya mencionado, se optó por utilizar un quemador el cual generara el calor faltante para cumplir con los criterios de la investigación.

Se comparó el transformador de calor por absorción solar con una caldera a gas de 10 kW para un trabajo anual de 24 horas diarias donde se concluye que, bajo la configuración y las condiciones de operación definidas, el sistema presenta un consumo energético superior al de la caldera a gas, alcanzando un gasto anual de 219034 kW, mientras que la caldera a gas registra un consumo anual de 99513 kW, lo que representa una diferencia de 119521 kW por año.

Esta investigación sirve como base para futuras investigaciones energéticas y económicas para la evolución hacia un camino con energías renovables y limpias, esta investigación puede ampliarse mediante la realización de estudios de simulación bajo condiciones dinámicas, que consideren diferentes volúmenes de tanques de almacenamiento térmico y perfiles específicos de demanda de calor en aplicaciones industriales.

## **6. Recomendaciones**

- Para futuras investigaciones se podría incluir un tanque de almacenamiento térmico para poder implementar un colector con mayor área y así evitar las pérdidas de calor en horas pico y mantener temperaturas mayores en horas con baja irradiación.
- Se sugiere realizar un análisis económico del sistema completo para tener un panorama más completo de la rentabilidad de un sistema como este frente a tecnologías convencionales.
- Se recomienda estudiar el sistema en aplicaciones de cogeneración o trigeneración.

### Referencias Bibliográficas

Beniwal, R., & Tyagi, H. (2024). Performance analysis of sub-cooled transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system using vapour absorption refrigeration system and dew point evaporative cooling. *Energy*, 310, 133219. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.133219>

Carrión-Chamba, W., Murillo-Torres, W., & Montero-Izquierdo, A. (2022). Una revisión de los últimos avances de los colectores solares térmicos aplicados en la industria. *Ingenius*, (29), páginas. <https://revistas.ups.edu.ec/index.php/ingenius>

Colombia precios de la energía | GlobalPetrolPrices.com. (s. f.). *GlobalPetrolPrices.com*. <https://es.globalpetrolprices.com/Colombia/>

Çengel, Y. A. (1998). *Heat transfer: A practical approach*. McGraw-Hill.

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1991). *Solar engineering of thermal processes*. Wiley.

Gunawan, S., Arfianto, W., & Heryadi, B. (2024). A comparative review and novel design possibilities on solar-driven absorption LiBr-H<sub>2</sub>O refrigeration system. *Mesin*, 30(1), 1–28.

Intiaz Hussain, M., Ménézo, C., & Kim, J.-T. (2018). Advances in solar thermal harvesting technology based on surface solar absorption collectors: A review. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 187, 123–139. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2018.07.027>

Kumar, L., Hasanuzzaman, M., & Rahim, N. A. (2019). Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review. *Energy Conversion and Management*, 195, 885–908. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.081>

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

Meena, C. S., Prajapati, A. N., Kumar, A., & Kumar, M. (2022). Utilization of solar energy for water heating application to improve building energy efficiency: An experimental study. *Buildings*, 12(12), Article 2166. <https://doi.org/10.3390/buildings12122166>

Nikbakhti, R., Wang, X., Hussein, A. K., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems: Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*, 59(2), 707–738. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>

Petela, R. (2003). Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy*, 74, 469–488.

Sánchez, L. K. S. (2025, December 5). Conoce el poder calorífico del gas natural. *Naturgy*. <https://www.naturgy.com.mx/blog/hogar/poder-calorifico-del-gas-natural/>

Sengupta, A., Gullo, P., Dasgupta, M. S., & Khorshidi, V. (2023). Performance analysis of an R744 supermarket refrigeration system integrated with an organic Rankine cycle. *Energies*, 16, Article 7478. <https://doi.org/10.3390/en16227478>

Servicios Técnicos e Importaciones, STI Ltda. (2023, June 22). Calderas de vapor para saunas, Shengtian. *STI Ltda*. <https://sti-gas.com/producto/caldera-generadora-de-vapor-automatizada/>

Smith, J., & Lee, K. (2024). Photovoltaic thermal technology. *Coatings*, 14, 257. <https://doi.org/10.3390/coatings14030257>

Tarifas de energía EPM 2025: consulta y compara. (s. f.). *Portal EPM*. <https://www.epm.com.co/clientesyusuarios/energia/tarifas-energia/>

Veera Kumar, A., Arjunan, T. V., Seenivasan, D., Venkatramanan, R., & Vijayan, S. (2021). Thermal performance of an evacuated tube solar collector with inserted baffles for air heating applications. *Solar Energy*, 215, 131–143. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.12.037>

Waghmare, S. A., & Gulhane, N. P. (2019). Design configurations and possibilities of reflector shape for solar compound parabolic collector by ray tracing simulation. *Optik*, 176, 315–323. <https://doi.org/10.1016/j.ijleo.2018.09.082>

Zamora, M., Bourouis, M., Coronas, A., & Vallès, M. (2015). Part-load characteristics of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 56, 43–51. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.005>