Revista Internacional de Investigación e Innovación Tecnológica

Página principal: www.riiit.com.mx

Energía solar térmica para la activación continua de un transformador de calor por absorción: Un estudio de simulación

Solar thermal energy for continuous activation of an absorption heat transformer: A simulation study

López-Pérez, L.A., Torres-Díaz, T., Juárez-Romero, D., Parrales-Bahena, A., Hernández-Pérez, J.A., Silva-Martínez, S., Álvarez-Gallegos, A., Huicochea A.*

Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. Av. Universidad 1001, C. P. 62209 Cuernavaca Morelos, México.
lpladrian_84@hotmail.com; tabai.torres@uaem.mx; djuarezr7@gmail.com; arianna.parrales@uaem.mx; alfredo@uaem.mx; ssilva@uaem.mx; aalvarez@uaem.mx; huico_chea@uaem.mx*

Innovación tecnológica: Activación de un sistema revalorizador de energía con calor solar.
Aplicación industrial: Industria alimentaria, energética y de desalinización de agua.

Recibido: 09 septiembre 2024
Aceptado: 09 mayo 2025

Abstract

The Absorption Heat Transformer, or AHT, is a promising technology for harnessing Mexico's solar resource, especially in Saltillo, a highly industrialized city with a semi-desert climate characteristic of the country. This work evaluates the performance of a Solar Thermal System, STS, to activate an AHT for one year in Saltillo, where the thermal levels achieved are key for local industries such as automotive, food and chemical. The STS was simulated in TRNSYS and was designed to preheat water to 81 $°C$, continuously revalued by the AHT to 95 $°C$ with a flow rate of 0.019 kg/s. The results showed that the optimal performance of the STS is achieved with a Net Solar Collector Area of 150-200 m^2, a Storage Tank Volume of 18-24 m^3 and a Volumetric Ratio of 100-120 L/m^2. These parameters ensure continuous operation, mitigating solar fluctuations and guaranteeing supply during high demand times. In addition, they achieve a Solar Fraction greater than 90%, a Solar Heat Gain greater than 1,100 kWh/m^2-$year$ and an Auxiliary Heat of less than 1,100 $kW/year$, with an estimated cost of $1.16 million MXN, balancing profitability and energy autonomy. The high local irradiance of 5.8 kWh/m^2-day allows the STS to achieve a high Use Ratio of 100-200 L/m^2-day, optimizing solar gain and reducing the spatial footprint of the system. However, a Use Ratio higher than 50 L/m^2-day

reduces the Solar Fraction due to thermal saturation, but increasing the Volumetric Ratio mitigates this effect: with a Use Ratio of 350 *L/m²-day* and a Volumetric Ratio of 120 *L/m²*, the Solar Fraction improves by 3.3% and the Solar Heat Gain reaches up to 1,350 *kWh/m²-year*. Consequently, the integration of the STS-AHT improves thermal efficiency and energy autonomy, and represents a sustainable and scalable solution for energy transition in regions with similar characteristics.

Keywords: *Absorption heat transformer, Energy efficiency, Renewable energies, Solar thermal storage, Solar energy.*

Resumen

El Transformador de Calor por Absorción, AHT por sus siglas en inglés, es una tecnología prometedora para aprovechar el recurso solar de México, especialmente en Saltillo, una ciudad muy industrializada y con un clima semidesértico característico del país. Este trabajo evalúa el desempeño de un Sistema Térmico Solar, STS, para activar un AHT durante un año en Saltillo, donde los niveles térmicos alcanzados son clave para industrias locales como automotriz, alimentaria y química. El STS se simuló en TRNSYS y se diseñó para precalentar agua a 81 *°C*, revalorizada continuamente por el AHT a 95 *°C* con un flujo de 0.019 *kg/s*. Los resultados mostraron que el desempeño óptimo del STS se logra con un Área neta de colectores solares de 150-200 *m²*, un Volumen del tanque de almacenamiento de 18-24 *m³* y una Razón Volumétrica de 100-120 *L/m²*. Estos parámetros aseguran la operación continua, mitigando las fluctuaciones solares y garantizando el suministro durante horarios de alta demanda. Además, alcanzan una Fracción Solar mayor al 90%, una Ganancia de Calor Solar mayor a 1,100 *kWh/m²-año* y un Calor auxiliar inferior a 1,100 *kW-año,* con un costo estimado de $1.16 millones MXN, equilibrando rentabilidad y autonomía energética. La alta irradiancia local, de 5.8 *kWh/m²-día*, permite al STS alcanzar una alta Razón de Uso de 100-200 *L/m²-día*, optimizando la captación solar y reduciendo la huella espacial del sistema. Sin embargo, una Razón de Uso mayor a 50 *L/m²-día* reduce la Fracción Solar por saturación térmica, pero incrementar la Razón Volumétrica mitiga este efecto: con Razón de Uso de 350 *L/m²-día* y Razón Volumétrica de *120 L/m²*, la Fracción Solar mejora un 3.3% y la Ganancia de Calor Solar alcanza hasta 1,350 *kWh/m²-año*. En consecuencia, la integración del STS-AHT mejora la eficiencia térmica y la autonomía energética, y representa una solución sostenible y escalable para la transición energética en regiones con características similares.

Palabras clave: *Eficiencia energética, Energía solar, Energías renovables, Sistema térmico solar, Transformador de calor por absorción.*

1. Introducción

El Sistema Térmico Solar, STS, es fundamental para aprovechar la energía solar porque transforma radiación en calor útil de forma eficiente, sostenible y escalable. Su diseño modular permite adaptarse a necesidades residenciales, industriales o agrícolas [1]. Esta tecnología contribuye a la eficiencia energética, la sostenibilidad y la reducción de costos a largo plazo [2]. Los STS se utilizan para el calentamiento de agua a baja temperatura en procesos industriales y han sido instalados alrededor del mundo [3]. La Tabla 1 muestra

un perfil de STS con tubos evacuados reportado por el Instituto de Tecnologías Sostenibles, AEE INTEC, para el calentamiento de agua en procesos industriales, instalados en Alemania, China y Malasia [4]. Estos proyectos muestran que el calentamiento de agua con STS es una opción viable para el calentamiento de agua para uso industrial, contribuyendo a la reducción de costos y emisiones de gases de efecto invernadero.

En México, los STS con tubos evacuados se han implementado en mataderos de Torreón y Culiacán para procesos de limpieza, logrando temperaturas de 65-70 °*C* y una Fracción Solar, FS, del 70%. En Torreón, un área neta de colectores solares, A_c, de 110 m^2 y con Volumen de tanque de almacenamiento, V_t, de 6 m^3 lograron un costo de 6,066 *MXN/m²*, mientras en Culiacán, con 195 m^2 y 10 m^3, el costo ascendió a 8,265 *MXN/m²*. Estos casos demuestran el potencial de la energía solar térmica en México para reducir la huella de carbono industrial, aunque con desafíos económicos.

Tabla 1. *Perfil de sistemas de STS con tubos evacuados para el calentamiento de agua en procesos industriales.*

Ubicación	Año de instalación	Área, m^2	Almacenamiento, m^3	Combustible auxiliar	Temperatura, °*C*	Fracción solar, %	Costo, *MXN/m²*
Alemania	2018	46	6	–		37	23,118
	2018	256	15	–	60	34	6,424
	2018	998	50	Combustóleo	15-85	–	16,986
China	2020	3,825	270	Gas natural	45-55	70	2,071
	2021	1,018.4	40	–	55-60	75	3,811
	2021	3,800	200	–	25-28	60	3,115
	2021	5,836	360	–	60-70	80	4,057
	2022	211.5	39	–	60-85	30	323.8
Malasia	2017	181.35	8	–	70-75	80	10,964
	2019	481	3	Combustóleo	–	–	9,408
	2020	255.75	20	Gas natural	70-75	10	6,026
México	2013	110	6	Combustóleo	65	70	6,066
	2009	195	10	Combustóleo	70	70	8,265

Sin embargo, los sistemas de STS no cubren por completo las necesidades energéticas de los procesos industriales. La FS, es decir, el porcentaje de la demanda de energética total que es cubierta por un sistema solar térmico, oscila entre el 10% y el 80% [5], dependiendo de los requerimientos térmicos del sistema. En sistemas para agua caliente sanitaria que requieren temperaturas bajas de hasta 60 °*C*, la FS alcanza valores del 60 al 90%. Sin embargo, en sistemas que requieren temperaturas superiores a 60 °*C*, la FS disminuye en rango del 40 al 70 %, debido a mayores pérdidas de calor al ambiente y menor eficiencia de los colectores solares [6]. Esta dinámica subraya la necesidad de optimizar el diseño de los sistemas solares según los rangos térmicos requeridos, priorizando tecnologías como el STS o hibridación para mantener una FS alta. Los Transformadores de Calor por Absorción, AHT por sus siglas en inglés, pueden potenciar a los STS al revalorizar el calor solar captado, permitiendo alcanzar temperaturas más altas sin comprometer la FS.

Los AHT operan mediante un ciclo termoquímico que utilizan fluidos de trabajos específicos, como NH_3/H_2O para las bombas de calor tipo I y $LiBr/H_2O$ para las bombas de calor tipo II [7,8]. Para el Tipo I, con NH_3/H_2O, el amoníaco se evapora a temperaturas bajo cero y el agua absorbe el NH_3 gaseoso, generando calor útil aprovechable. Para el Tipo II, con $LiBr/H_2O$, el agua actúa como refrigerante, evaporándose a bajas temperaturas y presiones, mientras que la solución concentrada de LiBr absorbe el vapor de agua, liberando calor útil aprovechable. Los AHT Tipo I y Tipo II son tecnologías clave en eficiencia energética, con roles distintos. La Tipo I se enfoca en climatización

(calefacción/refrigeración), operando con un Coeficiente de Rendimiento, COP por sus siglas en inglés, de 0.6-0.8. En cambio, la Tipo II se enfoca en la revalorización del calor residual, de 70 a 150-200 °*C*, con un COP de 0.3-0.5. Mientras la Tipo I maneja diferencias de presión moderadas, la Tipo II alcanza hasta 1 bar [9,10].

La capacidad del AHT para trabajar en conjunto con un STS y revalorizar el calor ha quedado demostrada en diversas aplicaciones industriales. En el Mediterraneo, Salata y Coppi [11] desalinizaron agua de mar. En Argelia, Gomri [12] también demostró la viabilidad de la desalinización de agua de mar mediante un STS de colectores de placa plana y un AHT. Para la generación de electricidad, Wang *et al.* [13] desarrollaron un sistema híbrido solar/fotovoltaico con un AHT activado por calor residual, para la producción de vapor a 95 °*C*. En otro estudio, Wang et al. [14] utilizaron un AHT de doble absorción para generar vapor a 130 °*C* con un sistema de colectores solares.

En México, los estudios de sistemas combinados de STS y AHT son limitados a pesar del abundante recurso solar disponible [15,16]. En Cuernavaca-México, Pérez *et al.* [17] produjeron vapor para la destilación de agua de mar con un AHT alimentado con calor solar durante un día típico. El STS de colectores de placa plana con A_c de 14 m^2 y V_t de 0.5 m^3, proporcionó agua caliente a 89 °*C*, alcanzando un FS del 70% y el AHT un COP de 0.78. En el noroeste de México, Peña *et al.* simularon, por hora, un AHT tipo I alimentada por un STS. Modelaron, con el software EES, un STS de 100 *kW* para climatización, con temperaturas de generación entre 120 y 150 °*C*, condensación de 40 a 50 °*C* y enfriamiento de 10 a 17 °*C*. El COP máximo fue 0.703, demostrando operación eficiente en condiciones extremas, posicionando estos sistemas como alternativa sostenible para climatización en zonas de alta insolación [18].

A diferencia de estudios previos con activación discontinua, este trabajo evalúa el desempeño energético de un sistema de STS para activar continuamente durante un año un AHT en Saltillo, la ciudad con mayor industrialización de México y con un clima semidesértico característico del país. El STS se simuló en TRNSYS y se diseñó para precalentar agua a 81 °*C*, la cual es continuamente revalorizada por el AHT a 95 °*C*, con un flujo de 0.019 *kg/s*. Los niveles térmicos alcanzados son aprovechables en las industrias locales como la automotriz, alimentaria y química. Las métricas de desempeño son la FS, la Ganancia de Calor Solar (GCS) y el Calor auxiliar (Q_{aux}).

2. Métodos y materiales

La metodología se divide en tres etapas. En la Etapa 1 se describen las características climáticas del lugar de estudio, así como las especificaciones del sistema STS a modelar y del prototipo AHT. En la Etapa 2 se realiza el modelado termodinámico el STS en TRNSYS, teniendo en cuenta balances de masa y energía. Finalmente, en la Etapa 3, se evalúan el FS, el GCS y Q_{aux} alcanzado por el STS bajo configuraciones que satisfacen la demanda térmica del AHT, considerando distintos valores de Razón de Uso, RU, y Razón Volumétrica, RV.

2.1. Etapa 1: Caracterización de los sistemas y entorno

Características del lugar de estudio

La Figura 1 muestra un perfil mensual del recurso solar, representado por la línea celeste, y de las horas de sol, representado por la línea naranja, en Saltillo. Esta ciudad se selecciona como caso de estudio debido a su alta industrialización [19], que implica una elevada demanda energética y una infraestructura adecuada para tecnologías avanzadas, además de poseer un clima representativo de México. Saltillo presenta un potencial solar considerable a lo largo del año, con un mínimo mensual de radiación solar de 219.14 kWh/m^2 en junio, alcanzando un pico de 271.49 kWh/m^2 en

marzo y anualmente de 2893.3 *kWh/m²*, según la Secretaria de Energía [15]. Esta alta radiación solar se traduce en un promedio de más de 200 horas de sol al mes durante gran parte del año, con picos que alcanzan las 215.8 horas en junio. Su clima semiárido, con veranos calurosos e inviernos fríos y una temperatura promedio anual de 17 *°C* [20], junto con una precipitación media anual de 479.2 *mm*, proporciona condiciones óptimas para maximizar la eficiencia del sistema STS-AHT. Esta aridez, típica del desierto, se acentúa por su altitud (1,600 *msnm*) y relieve montañoso, que bloquea la humedad del Golfo. Aunque extremo, este patrón refleja la diversidad climática mexicana, donde el 40% del territorio es árido o semiárido [21].

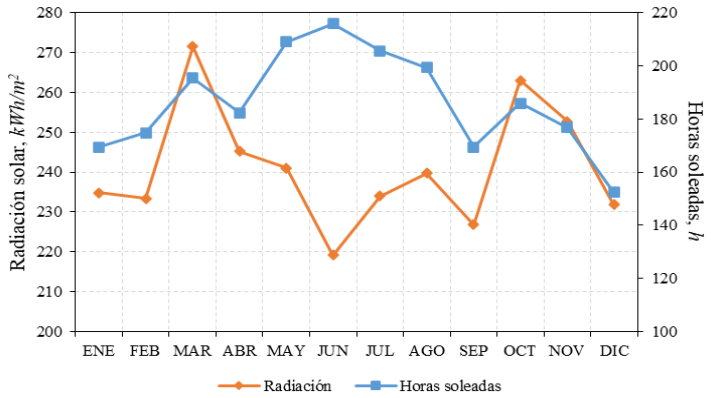


Figura 1. *Perfil mensual del recurso solar y de las horas de sol en Saltillo.*

Saltillo, Coahuila, se caracteriza por su diversificado sector industrial, que incluye los ramos automotriz, aeroespacial, siderúrgico, alimentario y químico. Empresas como General Motors, Chrysler y Safran tienen presencia significativa en la región, contribuyendo con aproximadamente el 10% de la producción automotriz nacional y el 30% del Producto Interno Bruto manufacturero estatal, según datos del Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) en 2023 [22]. La Tabla 2 detalla los requerimientos de agua caliente en procesos industriales, hasta 100 *°C* [6]. En Saltillo, industrias como el sector automotriz emplean agua entre 50-80 *°C* para lavado de piezas y fosfatizado. La industria alimentaria utiliza rangos de 60-95 *°C* en pasteurización y esterilización. Empresas textiles, químicas operan entre 50-90 *°C* en teñido y desengrase, mientras hospitales y lavanderías alcanzan 70–90 *°C* para desinfección.

Tabla 2. *Requerimientos de agua caliente en procesos industriales, hasta 100 °C* [6].

Sector industrial	Proceso	Temperatura, *°C*	Observaciones
Alimentos y bebidas	Lavado de equipos	40–80	Eliminación de residuos orgánicos o grasas.
	Pasteurización	60–70	Tratamiento térmico para leche, jugos y cerveza.
	Cocción suave	85–95	Preparación de sopas, salsas o vegetales.
	Blanqueado	70–90	Procesado de frutas y verduras.
Textil	Lavado de telas	60–80	Eliminación de suciedad y tintes residuales.
	Teñido	70–90	Fijación de colorantes en fibras naturales (algodón).
Farmacéutico	Limpieza CIP/SIP	70–90	Sistemas de limpieza in situ (agua ultrapura).
	Preparación de soluciones	30–60	Disolución de principios activos.
Metalúrgico	Desengrase	50–80	Eliminación de aceites en piezas metálicas.
Química ligera	Mezclado de reactivos	40–70	Procesos exotérmicos controlados.
	Lavado de tanques	60–80	Limpieza de recipientes post-producción.
Hospitales	Esterilización de instrumental	80–95	Lavadoras termodesinfectantes (sin vapor).
Agricultura	Lavado de productos	30–50	Limpieza post-cosecha de frutas y hortalizas.
Otros	Precalentamiento de agua	30–90	Para calderas, intercambiadores o sistemas HVAC.

Características del sistema térmico solar

Un STS es una tecnología que utiliza la energía del sol para calentar agua de manera eficiente y sostenible. Está compuesto por componentes que capturan la radiación solar, transfieren el calor a un fluido (generalmente agua o una mezcla anticongelante) y almacenan el agua caliente para su uso en aplicaciones residenciales, industriales o comerciales. El STS reduce el consumo de combustibles fósiles (gas, electricidad) y mitigar emisiones de CO_2. Dependiendo del diseño, el fluido puede alcanzar temperaturas entre 60 y 95 *°C*, optimizando su uso en duchas, lavado de ropa, procesos industriales como la pasteurización y el lavado de piezas automotrices, así como en hoteles, hospitales y gimnasios. En aplicaciones agrícolas, los STS se utilizan en la calefacción de invernaderos y granjas. Entre sus ventajas destacan el ahorro energético, con una reducción de hasta un 80% en el consumo de gas o electricidad, la disminución de la huella de carbono, una durabilidad estimada entre 15 y 25 años con mínimo mantenimiento y su versatilidad, que le permite operar en condiciones de radiación solar alta o parcialmente nubladas.

La Figura 2 muestra de manera esquemática el STS. El STS simulado se basa en el diseño de Heß y Oliva [23], aplicado a una planta industrial de gran escala en Würzburg, Alemania. Este modelo mostró ser efectivo para satisfacer las demandas de lavado y limpieza en un régimen de operación continua. El STS se compone principalmente de un campo de colectores solares, un intercambiador de calor, un tanque de almacenamiento térmico estratificado y un calentador auxiliar. El sistema opera de manera simple: los colectores solares captan la energía del sol y la transfieren a un fluido, como agua o aceite. Este fluido caliente, que generalmente es agua común, se almacena en un tanque aislado para mantener su temperatura. Cuando se requiere calor, el fluido circula a través de un sistema de tuberías hacia el punto de uso, liberando el calor almacenado de manera eficiente y controlada. El calentador auxiliar calienta el agua a la temperatura fijada en las horas del día con poco recurso solar.

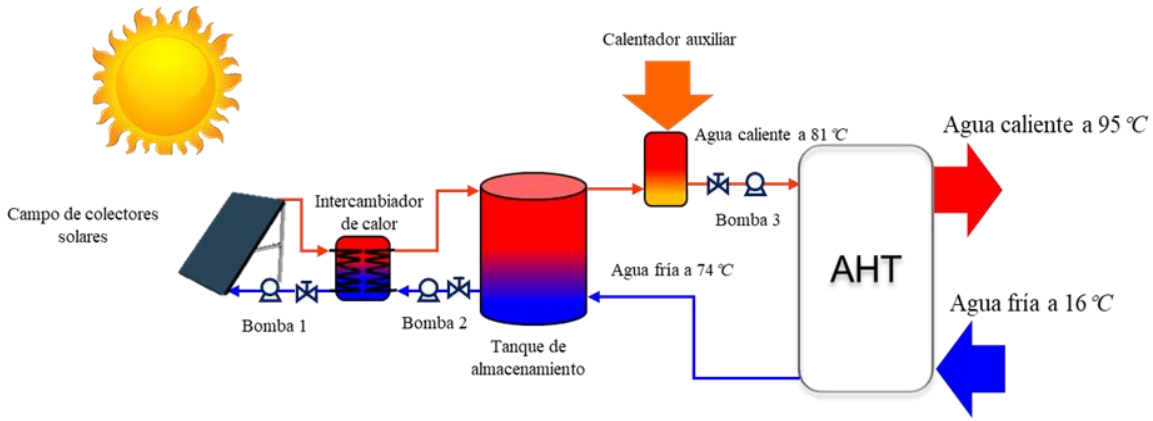


Figura 2. *Sistema térmico solar para aplicaciones del agua caliente de uso industrial.*

Características del prototipo AHT

La Figura 3 muestra el prototipo de AHT desarrollado por Varela-Martínez *et al.* [24]. El prototipo AHT utiliza LiBr/H_2O como fluido de trabajo y es capaz de elevar la temperatura del agua de 16 a 95 *°C*, operando con un flujo másico, representado como $\dot{m}_{uso}$, de 0.019 *kg/s*. El AHT tiene una *Demanda* de 17,280 *L/día* de agua caliente a 81 *°C* con un flujo másico en la Bomba 3, $\dot{m}_3$, de 0.2 *kg/s*, el cual se distribuye entre el generador y el evaporador. Esta

configuración alcanza una diferencia de temperatura, ΔT, de 14 °C y un COP de 0.44. El nivel térmico alcanzado por el AHT cubre parcialmente los requerimientos térmicos de agua caliente de los procesos industriales, detallados en la Tabla 2.



Figura 3. *Prototipo de AHT con capacidad de revalorizar 2 kW en el absorbedor.*

La Figura 4 describe el ciclo termodinámico del prototipo de AHT, en función de la temperatura y la presión. Los componentes principales del sistema son un desorbedor/condensador y un evaporador/absorbedor, conectados por un intercambiador de calor de soluciones, SHX. En el desorbedor, la solución con una concentración débil, $X_{Debíl}$, entra a una temperatura T_7 y con un flujo másico $\dot{m}_{ABS}$. Al añadir calor Q_{DES}, la solución se concentra, X_{Fuerte}, y sale hacía el SHX a T_8, con flujo masico $\dot{m}_{DES}$. Paralelamente, el refrigerante sale del desorbedor hacia el condensador a T_1 con flujo másico $\dot{m}_{CON}$. En el SHX, X_{Fuerte} entra T_9 y se precalienta hasta T_{10} al absorber calor de $X_{Débil}$ proveniente del absorbedor. En el absorbedor, el refrigerante del evaporado, a T_4 y $\dot{m}_{CON}$, se mezcla con X_{Fuerte} del SHX, generando una reacción exotérmica que libera calor, Q_{ABS}. La mezcla resultante a T_5, $\dot{m}_{ABS}$, y $X_{Debíl}$ retorna al SHX, donde transfiere calor a la solución fuerte y sale hacia el desorbedor a T_6, cerrando el ciclo. Por su parte, en el condensador, el refrigerante se licúa al ceder calor Q_{CON} y fluye al evaporador a T_2. Allí absorbe calor Q_{EVA} para evaporarse a T_4 y reiniciar el proceso. El sistema opera con un control activo de presión: las bombas P_1 y P_2 elevan la presión a P_{Alto}, mientras que la válvula V_1 la reducen a P_{Bajo}. La Tabla 3 muestra una descripción de los parámetros térmicos medidos durante 5 pruebas experimentales realizadas por Varela-Martínez *et al.* [24].

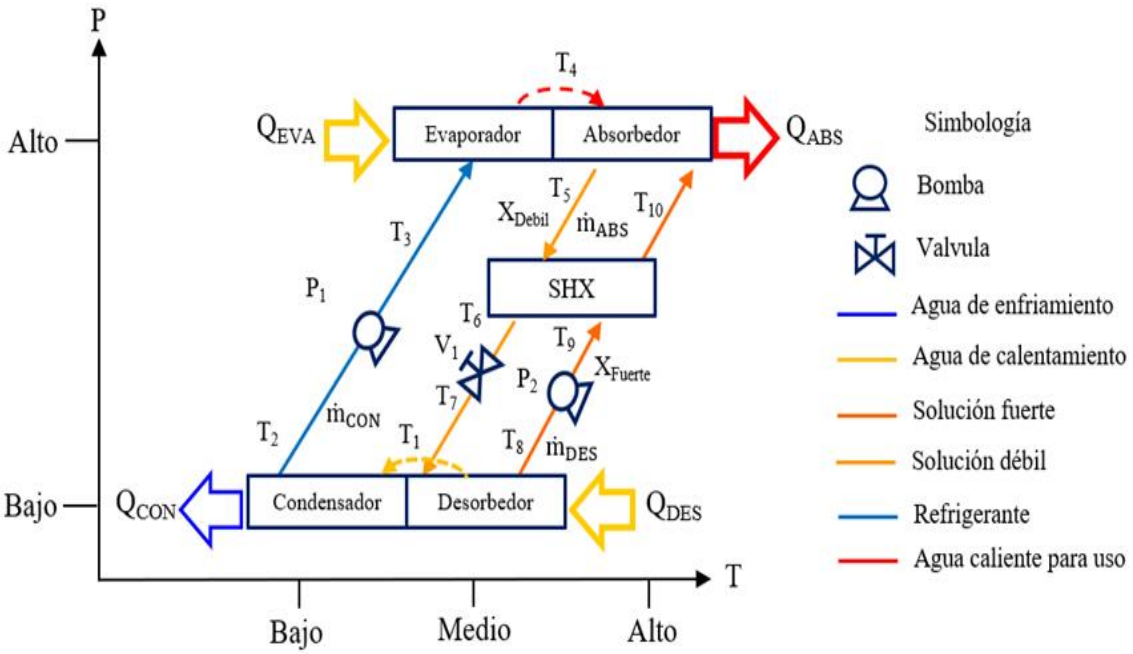


Figura 4. *Ciclo termodinámico desarrollado por el prototipo AHT.*

Tabla 3*. Descriptores estadísticos del conjunto de datos durante 5 pruebas experimentales del prototipo AHT.*

Parámetro	Medición	Descripción	Promedio	Mín.	Máx.
Temperaturas externas, *°C*	$T_{Ent, Des}$	Temperatura de entrada del agua de calentamiento del desorbedor	75.8±10.9	23.0	86.8
	$T_{Sal, Des}$	Temperatura de salida del agua de calentamiento del desorbedor	71.6±10.4	22.8	81.8
	$T_{Ent, Abs}$	Temperatura de entrada del agua útil del absorbedor	24.7±7.0	15.7	70.6
	$T_{Sal, Abs}$	Temperatura de salida del agua útil del absorbedor	73.9±29.9	16.1	111.4
Temperaturas en el ciclo termodinámico, *°C*	T_1	Temperatura de salida del refrigerante en el desorbedor	56.2±11.1	21.8	71.8
	T_2	Temperatura de salida del refrigerante en el condensador	31.1±5.5	15.2	47.7
	T_4	Temperatura de salida del refrigerante en el evaporador	48.0±11.0	21.0	75.0
	T_5	Temperatura de salida de la solución débil en el absorbedor	80.5±22.9	15.3	123.0
	T_7	Temperatura de entrada de la solución débil en el desorbedor	60.7±15.5	18.4	82.0
	T_8	Temperatura de salida de la solución fuerte en el desorbedor	66.3±13.6	23.3	85.6
	T_{10}	Temperatura de entrada de la solución fuerte del absorbedor	69.8±19.3	22.6	107.0
Presión, *kPa*	P_{Bajo}	Línea de baja presión	3.7±2.6	2.6	12.7
	P_{Alto}	Línea de alta presión	20.6±10.1	1.3	43.3
Flujo másico, *kg/s*	$\dot{m}_{CON}$	Tasa de flujo másico del condensador	4.5×10^{-4}±3.14×10^{-4}	5.3×10^{-5}	2.2×10^{-3}
	$\dot{m}_{DES}$	Tasa de flujo másico del desorbedor	4.2×10^{-2}±0.1	1.8×10^{-5}	0.93
	$\dot{m}_{ABS}$	Tasa de flujo másico del absorbedor	2.3×10^{-2}±4.5×10^{-2}	2.4×10^{-5}	0.89
Concentración, *%*	X_{Fuerte}	Concentración de la solución fuerte LiBr/H_2O	59.8±4.2	48.8	69.4
	X_{Debil}	Concentración de la solución débil LiBr/H_2O	57.1±4.9	45.0	67.4

2.2. Etapa 2: Modelado termodinámico

La Tabla 4 detalla los componentes de TRNSYS [25] empleados para simular cada elemento principal del STS. Los fundamentos matemáticos de cada componente son detallados a profundidad por Klein y Beckman [26]. Para evaluar la precisión del modelo de STS, se comparan los valores simulados de FS y GCS con los datos reportados por Heß y Oliva [23]. Esta comparación se realiza para un rango de RU entre 25 y 75 *L/m²-día* y de RV entre 30 y 70 *L/m²*.

Tabla 4. *Componentes TRNSYS utilizados para la simulación del STS.*

Componente (Type)	Parámetro	Valor
Recurso solar (Type 15-2)  Type15-2	Condiciones ambientales para un año típico	Formato TMY-2
Campo de colectores solares de tubos evacuados (Type 71)	Tipo	Tubos evacuados
	Área neta del colector	Variable
 Type71	Portador de calor del fluido (70% agua, 30% etilenglicol)	Densidad, 1,035 *kg/m³*
		Calor específico, 3.72 *kJ/kgK*
	Parámetros de eficiencia	Primera ecuación de eficiencia térmica del colector solar (adimensional), α_0 = 0.811
		Segunda ecuación de eficiencia térmica del colector solar, α_1 = 2.71 *W/m²K*
		Tercera ecuación de eficiencia térmica del colector solar, 0.01 *W/m²K*
	Ángulo azimutal, °	Frente al ecuador
	Ángulo de inclinación	40 °
Intercambiador de calor a contra corriente (Type 5b)	Dirección del flujo	Contraflujo
	Portador de calor del fluido (70% agua, 30% etilenglicol), lado frío	Densidad, 1,035 *kg/m³*
 Type5b		Calor específico, 3.72 *kJ/kg K*
	Portador de calor del fluido (agua), lado caliente	Densidad, 1,000 *kg/m³*
		Calor específico, 4.19 *kJ/kg K*
	Coeficiente de transferencia de calor	24 *kW/K*
Bomba1 (Type 110)	Fluido de trabajo	70% agua, 30% etilenglicol
	Capacidad	6,000 *kg/h*
 Type110	Potencia nominal	6 *kW*
	Eficiencia de uso	0.6
	Eficiencia del motor	0.9
Bomba 2 y 3 (Type 110)	Fluido de trabajo	Agua
	Capacidad	6,000 *kg/h*
 Type110	Potencia nominal	5 *kW*
	Eficiencia de uso	0.6
	Eficiencia del motor	0.9
Tanque de almacenamiento de agua caliente estratificado, vertical y de pérdida uniforme (Type 158)	Volumen	Variable
	Fluido de trabajo, agua	Densidad, 1,000 *kg/m³*
		Calor específico, 4.19 *kJ/kg K*
 Type158	Coeficiente de transferencia de calor	0.83 *kJ/h m²K*
	Secciones de estratificación	5
Calentador auxiliar con resistencias eléctricas (Type 138)		
 Type138	Fluido de trabajo, agua	Densidad, 1,000 *kg/m³*

Modelado matemático del STS

El modelado de los componentes principales del STS en TRNSYS se basa en el marco teórico desarrollado por Klein y Beckman [26]. La ganancia de calor útil, Q_u de los colectores solares se determina con la Ecuación 1, adecuada para climas con alta radiación directa y baja variabilidad, como el clima semiárido de Saltillo.

$$Q_u = A_c \times F_R[(I \times \tau \times \alpha) - U_c(T_i - T_a)] \quad \textbf{(Ec. 1)}$$

Donde α es la absortancia, *adimensional*; A_c es el área neta total de los colectores, en m^2; F_R es el factor de incrustación, *adimensional*; I es la radiación solar, medida en W/m^2; τ es la transmitancia solar, *adimensional*; T_a es la temperatura ambiente, medida en $°C$; T_i es la temperatura media del colector solar, en $°C$; y U_c es el coeficiente de transferencia de calor por unidad de área de colectores solares, en $W/m^2°C$. En el Intercambiador de Calor, IC, el calor transferido del fluido de trabajo proveniente del campo de

colectores solares al agua en dirección al tanque, Q_{IC}, se determina con la Ecuación 2.

$$Q_{IC} = \varepsilon \times \dot{m} \times C_p \times \Delta T \textbf{ (Ec. 2)}$$

Donde ε es la efectividad del intercambiador de calor, *adimensional*; $\dot{m}$ es el flujo masico del agua, en *kg/s*; C_p es el calor especifico del agua, en *kJ/kg°C*; ΔT es la diferencia de temperatura del agua entre su punto de entrada y salida, en *°C*. La ε del IC se determina con las ecuaciones del 3 al 5, siguiendo el método ε-NTU.

$$\varepsilon = \frac{1-e^{-NTU(1-C_r)}}{1-C_r \times e^{-NTU(1-C_r)}} \textbf{ (Ec. 3)}$$

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{mín}} \textbf{ (Ec. 4)}$$

$$C_r = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \textbf{ (Ec. 5)}$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2°C$; A es el área de transferencia de calor del intercambiador, en m^2; $C_{mín}$ es la capacidad calorífica mínima entre los fluidos, en *W/°C*; $C_{máx}$ es la capacidad calorífica máxima entre los fluidos, en *W/°C*; C_r es la relación de capacidades caloríficas ($C_{mín}/C_{máx}$), *adimensional*. La convección se determina con la Ecuación 6.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{caliente}} + \frac{\partial}{k} + \frac{1}{h_{frío}} \textbf{ (Ec. 6)}$$

Donde $h_{caliente}$ es el coeficiente de convección del fluido caliente, en $W/m^2°C$; $h_{frío}$ es el coeficiente de convección del fluido frío, en $W/m^2°C$; δ es el espesor de la pared del intercambiador, en *m*. *k* es el espesor de la pared del intercambiador, en *W/m°C*. El balance de energía en el tanque, considerando las entradas y salidas del sistema se determina con la Ecuación 7.

$$Q_{IC} = Q_{TA} + Q_P + Q_{CA} \textbf{ (Ec. 7)}$$

Donde Q_{IC} es el calor recibido del IC; Q_{TA}, determinado con la Ecuación 8, corresponde al calor almacenado en el tanque; Q_p, determinado con la Ecuación 9, es el calor disipado a la atmosfera; y Q_{CA}, determinado con la Ecuación 10, es el calor enviado al calentador auxiliar.

$$Q_{TA} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T_{IC-TA} \textbf{ (Ec. 8)}$$

$$Q_P = \frac{UA_T \times \Delta T_{TA}}{1000} \textbf{ (Ec. 9)}$$

$$Q_{CA} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T_{TA-CA} \textbf{ (Ec. 10)}$$

Donde C_p es el calor especifico del agua, en *kJ/kg°C*, $\dot{m}$ es el flujo masico del agua, en *kg/s*; UA_L es el coeficiente de transferencia de calor del tanque, en *W/°C*; ΔT_{TA} es la diferencia de temperatura entre el ambiente y el tanque, en *°C*; $\Delta T_{IC\text{-}TA}$ es la diferencia de temperatura del agua proveniente del intercambiador de calor entre su punto de entrada y salida, en *°C*; $\Delta T_{TA\text{-}CA}$ es la diferencia de temperatura del agua proveniente del calentador auxiliar entre su punto de entrada y salida, en *°C*. El calor auxiliar, Q_{aux}, se determina con la Ecuación 11.

$$Q_{aux} = \frac{\dot{m} \times C_p (T_{set} - T_{en}) + UA_{aux} \times \Delta T_{aux}}{\eta_{aux}} \textbf{ (Ec. 11)}$$

Donde C_p es el calor especifico del agua, en *kJ/kg°C*; $\dot{m}$ es el flujo masico del agua, en *kg/s*; UA_{aux} es el coeficiente de transferencia de calor del tanque, en *W/°C*; ΔT_{aux} es la diferencia de temperatura entre el ambiente y el calentador auxiliar, en *°C*; T_{set} es la temperatura de salida requerida, en *°C*; T_{en} es la temperatura del agua proveniente del tanque, en *°C*; η_{aux} es la eficiencia del calentador auxiliar, *adimensional*. El calor requerido por el AHT, $Q_{Demanda}$, se determina con la Ecuación 12.

$$Q_{Demanda} = \dot{m} \times C_p (T_{salida} - T_{entrada}) \textbf{ (Ec. 12)}$$

Donde C_p es el calor especifico del agua, en *kJ/kg°C*; $\dot{m}$ es el flujo masico del agua, en *kg/s*; $T_{entrada}$ es la temperatura del agua

proveniente del AHT en la entrada del tanque, en *°C*; T_{salida} es la temperatura del agua en la salida del tanque en dirección al AHT, en *°C*.

Fracción solar y Ganancia de calor solar

La FS indica qué proporción de la demanda de calor de un sistema se cubre con energía solar, mientras que la GCS mide la cantidad de energía solar que los colectores captan y transfieren al sistema [5]. Ambos indicadores son fundamentales para evaluar la eficiencia y el rendimiento de un sistema de energía solar térmica, permitiendo optimizar su diseño y comparar diferentes tecnologías. FS y GCS se determinan con la Ecuación 13 y 14, respectivamente [27]. FS se expresa en *%* y GCS en *kWh/año-m²*.

$$\mathrm{FS} = \frac{\mathrm{Q_u}}{\mathrm{Q_{Demanda}}} \times 100 \textbf{ (Ec. 13)}$$

$$\mathrm{GCS} = \frac{\mathrm{Q_u}}{A_c} \textbf{ (Ec. 14)}$$

Donde Q_u representa el calor obtenido por los colectores solares (*kWh/año*), $Q_{Demanda}$ es el calor requerido por el sistema, medido en *kWh/año*; y A_c es el área neta total de los colectores, medido en m^2.

Razón de uso y Razón volumétrica

La capacidad de un colector solar para satisfacer la demanda térmica se evalúa mediante RU y la Razón Volumétrica, RV. Estos parámetros, que varían según las condiciones meteorológicas, indican respectivamente el volumen de fluido que fluye por unidad de área del colector en un día y la relación entre el volumen total de fluido y el área del colector. RU se determina con la Ecuación 15 y se expresa en *L/m²-día*. El RV se determina con la Ecuación 16 y expresa en *L/m²* [28].

$$\mathrm{RU} = \frac{Demanda}{A_c} \textbf{ (Ec. 15)}$$

$$\mathrm{RV} = \frac{V_t}{A_c} \textbf{ (Ec. 16)}$$

Donde *Demanda* es el volumen de fluido a calentar diariamente, en *L/día*; A_c es el área neta total de los colectores, en m^2; y V_t es el volumen del tanque de almacenamiento, en *L*.

Área neta de colectores solares y Volumen del tanque de almacenamiento

A_c se determina con la Ecuación 17 y V_t con la Ecuación 18.

$$A_c = \frac{Demanda}{RU} \textbf{ (Ec. 17)}$$

$$V_t = A_c \times RV \textbf{ (Ec. 18)}$$

Precisión del simulador

Para evaluar la precisión del simulador STS, se emplean dos métricas complementarias: el Coeficiente de determinación, R^2, y el análisis de diferencias porcentuales. El R^2 proporciona una medida de la fuerza de la relación lineal entre las variables, mientras que el análisis de diferencias porcentuales permite cuantificar la magnitud de las desviaciones entre los valores simulados y los datos experimentales. Un valor de R^2 cercano a 1 indica un excelente ajuste del modelo, sugiriendo que la mayor parte de la variabilidad de los datos puede explicarse por el modelo [29]. R^2 se calcula con la Ecuación 19 [30].

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - y_i)^2}{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2} \textbf{ (Ec. 19)}$$

Donde, x_i es el valor objetivo, $\bar{x}$ el valor medio de x_i, y_i es el valor simulado y n el número de datos.

2.3. Etapa 3: Evaluación y optimización

La Tabla 5 detalla las demandas térmicas de agua caliente del prototipo AHT. El STS utiliza un calentador auxiliar para satisfacer las demandas energéticas durante los periodos sin radiación solar, Q_{aux}. El STS se dimensiona en función de A_c y V_t, optimizando FS y GCS mediante la variación de RU y RV, siguiendo la

metodología de Heß y Oliva [23]. Además, con el objetivo de optimizar el desempeño del STS, se realizan múltiples simulaciones variando los flujos másicos de la Bomba 1 y de la Bomba 2, denominados $\dot{m}_1$ y $\dot{m}_2$, respectivamente. Las condiciones climáticas simuladas se obtuvieron de la base de datos Meteonorm, versión 7.1, correspondientes a un año típico [31]. El desempeño energético del STS se evalúa en función del FS, GCS y Q_{aux}.

***Tabla 5**. Requerimientos térmicos del STS para la activación continua del AHT.*

Sistema térmico solar				**Sistema del transformador de calor por absorción**				
Demanda, *L/día*	$\dot{m}_3$, *kg/s*	$T_{entrada}$, *°C*	T_{salida}, *°C*	Demanda, *L/día*	$\dot{m}_{uso}$, *kg/s*	$T_{entrada}$, *°C*	T_{salida}, *°C*	COP
17,280	0.2	74	81	1,693.4	0.019	16	95	0.44

3. Resultados y discusiones

Esta sección muestra la precisión del simulador de STS desarrollado en TRNSYS y los resultados de la evaluación del desempeño energético del STS para activar continuamente durante un año un AHT en Saltillo.

La Tabla 6 sintetiza los parámetros, valores y fundamentos clave considerados en la metodología del estudio, proporcionando una referencia clara para la resolución numérica del sistema STS-AHT en Saltillo. Cada valor se seleccionó y validó mediante estándares técnicos, datos experimentales y literatura especializada, asegurando coherencia con las condiciones climáticas locales y los requerimientos industriales.

Tabla 6. *Valores y parámetros clave considerados en la resolución numérica.*

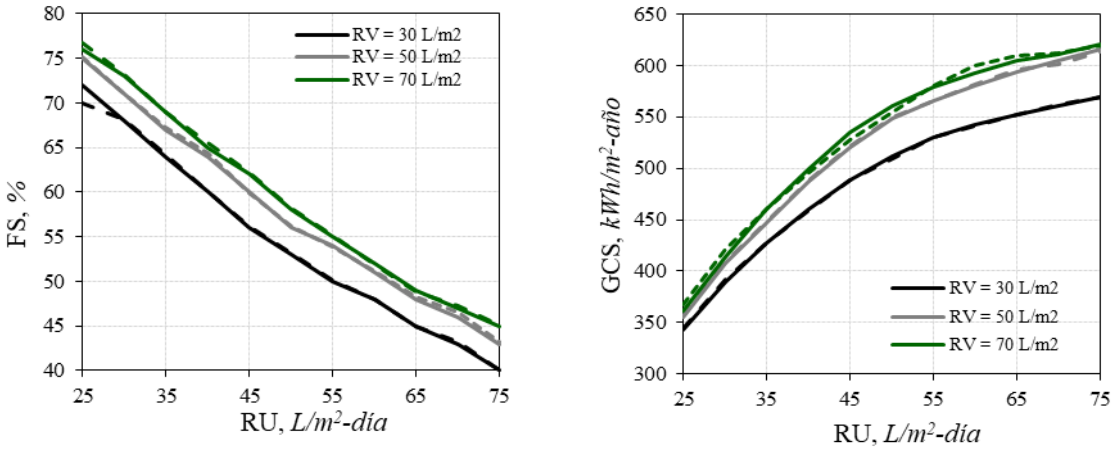
Parámetro	Descripción	Valor/Rango	Justificación
Coeficientes de eficiencia de colectores	Coeficientes empíricos para modelar la eficiencia térmica de los colectores.	$\alpha_0 = 0.811$, $\alpha_1 = 2.71 W/m^2K$	Obtenidos de ensayos para colectores de tubos evacuados y validados en estudios previos [25].
Razón Volumétrica	Relación entre V_t y A_c.	100–120 L/m^2	Optimización para maximizar FS y minimizar Q_{aux}, validado con simulaciones [23,26].
Área de colectores	Área neta de colectores solares de tubos evacuados.	150–200 m^2	Configuración óptima determinada mediante iteraciones para Saltillo [23].
Volumen del tanque	Capacidad de almacenamiento térmico estratificado.	18–24 m^3	Balance entre inercia térmica y costos, respaldado por modelos de Klein y Beckman [26].
Razón de Uso	Demanda diaria de agua caliente por unidad de área de colectores.	100–200 L/m^2-*día*	Basado en perfiles industriales de Saltillo (Tabla 2) y recursos solares locales [15,22].
Flujo másico	Flujo de agua en el AHT.	0.2 *kg/s*	Configuración del prototipo experimental de Varela-Martínez et al. [24].
COP del AHT	Coeficiente de Rendimiento del AHT.	0.44	Medido experimentalmente en el prototipo $LiBr/H_2O$ [24].
Horario de operación	Intervalo de funcionamiento del STS.	9:00–17:00 horas	Alineado con el pico de irradiancia en Saltillo (Figura 6) y prácticas industriales [4,15].
Irradiancia solar	Radiación solar diaria en Saltillo.	5.8 kWh/m^2-*día*	Validado con datos de Meteonorm 7.1 y SENER [15,31].

Propiedades del fluido	Mezcla agua-etilenglicol (70:30) para circuito primario.		Seleccionada para evitar congelamiento [5].
Temperaturas operativas	Rango de precalentamiento y revalorización.	81 °C (STS) → 95 °C (AHT)	Determinado por requerimientos industriales (Tabla 2) y capacidad del prototipo AHT [24].
Validación (R^2)	Coeficiente de determinación para FS y GCS.	R^2>0.98	Comparación con datos de Heß y Oliva [23]
Error máximo	Diferencias porcentuales entre simulaciones y datos experimentales.	<5%	Validación cruzada con prototipos y estándares de precisión en TRNSYS [26].

3.1. Modelado del STS

La Figura 5 compara el STS simulado con el de referencia en términos de FS (Figura 5a) y GCS (Figura 5b), con RU de 25 a 75 *L/m²-día* y RV de 30 a 70 *L/m²*. Las líneas continuas representan los valores reportados por Heß y Oliva, mientras que las líneas segmentadas representan los simulados. Con FS, se alcanzó un R^2 de 0.99 para todos los intervalos de RU y RV, con diferencias máximas inferiores al 5.0%. Con GCS, el R^2 fue de 0.98 a 0.99 para todos los intervalos de RU y RV, con una diferencia máxima de 3.1 *kWh/m²-año*. La Figura 5a muestra que FS disminuye al aumentar RU, ya que demandas térmicas diarias superiores a 50 *L/m²-día* exceden la capacidad de captación solar, incrementando Q_{aux} y reduciendo FS por debajo del 50%. En contraste, un mayor volumen de almacenamiento, evidenciado por un RV alto de 70 *L/m²*, mejora la FS en un 5.5% para RU igual a 40, al aumentar la inercia térmica, reducir las pérdidas por enfriamiento y preservar la estratificación en el tanque de almacenamiento. La precisión del modelo termodinámico se valida con un error inferior al 1% entre los datos simulados y reportados. Configuraciones con RV bajo, de 30 *L/m²*, resultan en pérdidas aceleradas y estrés en bombas y colectores, mientras que un RV alto, de 70 *L/m²*, optimiza la extracción de calor y reduce Q_{aux} en un 20%. El equilibrio óptimo, con RU entre 30 y 50 *L/m²-día* y RV entre 50 y 70 *L/m²*, alcanza una FS del 60 al 75%, minimizando costos operativos y desgaste de equipos. Sin embargo, un RU superior a 70 *L/m²* requiere aumentar el área de colectores o el volumen del tanque de almacenamiento.

La Figura 5b muestra que GCS aumenta proporcionalmente con RU y RV, ya que una mayor demanda térmica y volumen de almacenamiento permiten extraer y almacenar más energía solar, lo cual se refleja en una correlación directa ejemplificada por un GCS de 620 *kWh/m²-año* para RU igual a 75 *L/m²-día* y RV igual a 70 *L/m²*. La validación del modelo termodinámico se confirma con una precisión inferior al 1.5% entre los datos simulados y los reportados. Una RU elevada, superior a 60 *L/m²-día*, maximiza la GCS al intensificar la operación de los colectores, pero acerca al sistema a límites térmicos con riesgo de estancamiento y fatiga en bombas por flujos másicos elevados. Una RV alta, de 70 *L/m²*, mejora la GCS en un 9.4% para RU igual a 50 *L/m²-día* al reducir las pérdidas nocturnas y mantener la estratificación térmica en el tanque de almacenamiento, optimizando los intercambiadores y reduciendo el ciclado de bombas. Configuraciones con RV baja, de 30 *L/m²*, sufren pérdidas aceleradas superiores al 25% y estrés en los equipos, mientras que una RU baja, inferior a 30 *L/m²-día*, subutiliza los colectores. El equilibrio óptimo, con RU entre 40 y 60 *L/m²-día* y RV entre 50 y 70 *L/m²*, logra un GCS entre 460 y 600 *kWh/m²-año*, equilibrando productividad, durabilidad y eficiencia económica.



a). *Fracción solar* ***b).*** *Ganancia de calor solar*

Figura 5. *Comparativo del AHT simulado y el de referencia, en función de FS y GCS.*

3.2. Recurso solar disponible

La Figura 6 muestra un perfil del recurso solar disponible en un día típico en Saltillo durante marzo y junio, los meses con mayor y mínima radiación, respectivamente. Las simulaciones se realizaron considerando un horario de operación del STS de 9:00 a 17: horas, en la que se tiene un recurso solar en marzo en el intervalo de 0.305 a 1.011 kWh/m^2 y en junio de 0.461 a 1.296 kWh/m^2. Este horario de operación permitió aprovechar al máximo la energía solar disponible durante estas horas, asegurando un suministro continuo de agua caliente al AHT.

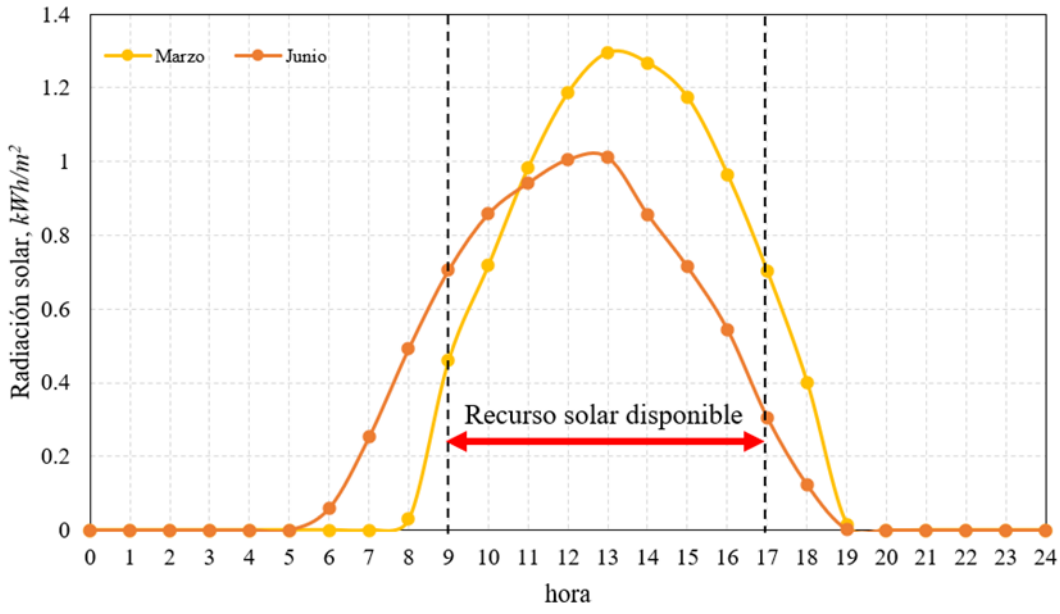


Figura 6. *Perfil del recurso solar en un día típico en Saltillo durante los meses de marzo (mayor radiación) y junio (menor radiación).*

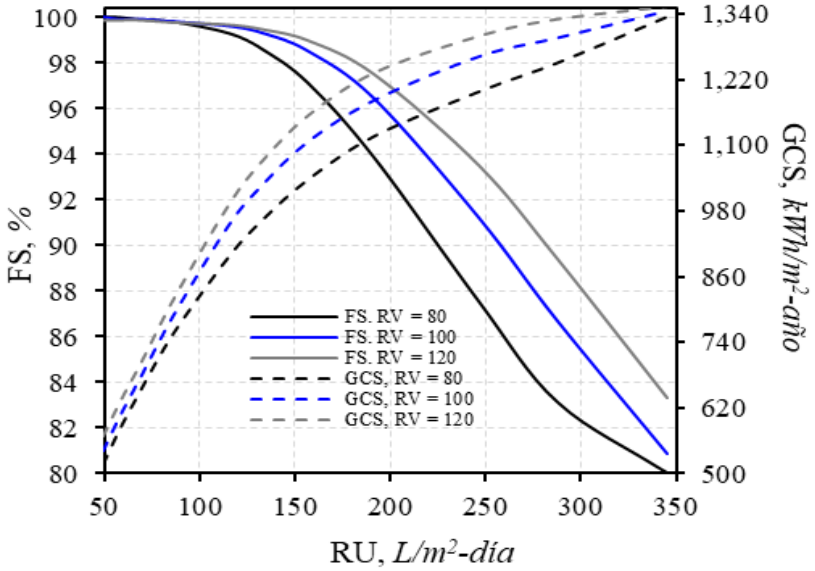
3.3. Desempeño energético del STS

La Figura 7 compara el desempeño del STS para activar continuamente durante un año un AHT en Saltillo, analizando su desempeño energético (Figura 7a) y dimensionamiento (Figura 7b). Las configuraciones óptimas consideran un RU de 50 a 350 L/m^2-$día$, RV de 120 L/m^2 y $\dot{m}_1$ y $\dot{m}_2$ de 1.38 kg/s.

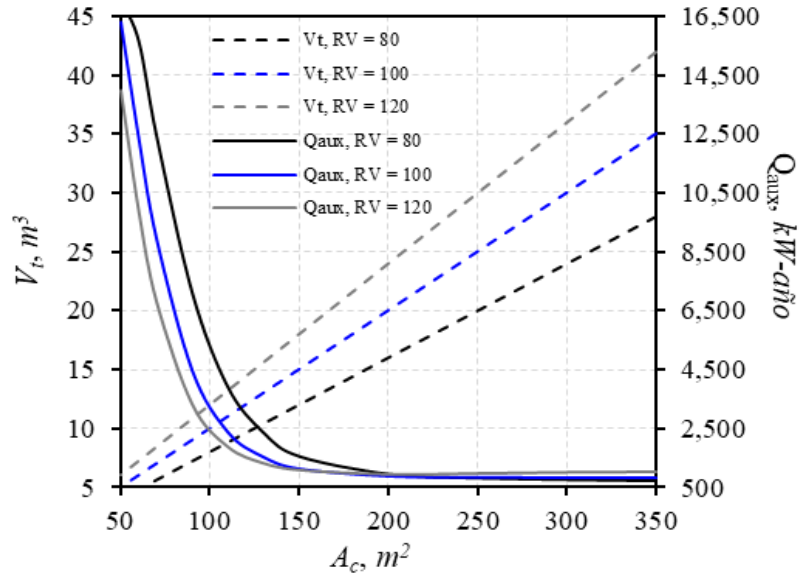
La Figura 7a muestra que al aumentar RU de 50 a 350 *L/m²-día*, FS disminuye de 99.6% a 79.6% para RV=80 *L/m²*, debido a mayor dependencia de energía auxiliar. Sin embargo, incrementar RV mitiga esta caída, mejorando FS, de +3.3% para RU de 350 *L/m²-día* al subir RV de 80 a 120 *L/m²*. Paralelamente, la GCS crece con RU y RV, hasta 1,350 *kWh/m²-año* para RU de 345.6 *L/m²-día* y RV de 120 *L/m²*, reflejando mayor intensidad de uso y almacenamiento. Un equilibrio óptimo se logra con RU de 100 a 200 *L/m²-día* y RV de 120 *L/m²*, alcanzando FS de 90 a 97% y GCS de 1,100 a 1,230 *kWh/m²-año*. El análisis de la interacción entre FS, RU y GCS revela fenómenos termodinámicos fundamentales que afectan el desempeño del STS. A medida que la RU aumenta, la FS disminuye debido a la saturación del sistema de almacenamiento térmico y las pérdidas convectivas; sin embargo, incrementar RV mitiga esta caída, mejorando la eficiencia del sistema. Por otro lado, la GCS incrementa con mayores valores de RU y RV, optimizando la captación solar y la transferencia de calor latente en el generador y evaporador del AHT.

La Figura 7b muestra que, al reducirse A_c, de 350 a 50 m^2, Q_{aux} aumenta exponencialmente, de 713.9 a 16,500 *kW-año* para RV de 80 *L/m²*, debido a menor captación solar. Sin embargo, incrementar RV mitiga este efecto: para A_c de 130 *m²*, subir RV de 80 a 120 *L/m²* reduce Q_{aux} de 2,344.3 a 1,301.7 *kW-año*. La relación entre V_t, A_c y Q_{aux} en el STS se rige por principios termodinámicos y de transferencia de calor. Cuando A_c es insuficiente (<150 *m²*), Q_{aux} aumenta exponencialmente debido a pérdidas convectivas y un déficit de captación solar, sobrecargando calentadores auxiliares y generando estrés térmico en colectores. Incrementar RV mejora la inercia térmica: al elevar RV de 80 a 120 *L/m²*, V_t crece linealmente ($V_t = A_c \times RV$), reduciendo Q_{aux} hasta un 44% al amortiguar fluctuaciones de temperaturas. Un V_t adecuado (18-24 *m³*) minimiza la tasa de enfriamiento, preservando estratificación térmica y reduciendo demanda de bombeo.

En Saltillo, la configuración óptima del STS se establece con un A_c de 150-200 *m²*, un V_t de 18-24 *m³* y un RV de 100-120 *L/m²*. Estos parámetros aseguran un FS superior al 90%, un GCS mayor a 1,100 *kWh/m²-año* y un Q_{aux} inferior a 1,100 *kW-año*. Estos valores representan un equilibrio entre el rendimiento térmico y los costos de implementación, estimados en aproximadamente $1.16 millones MXN para un A_c de 150 *m²*, basado en un costo unitario promedio de $7,741 MXN/m² (Tabla 1). La alta irradiancia solar local, de 5.8 *kWh/m²-día*, permite alcanzar un alto RU de 100-200 *L/m²-día*, cubriendo aplicaciones industriales con alta demanda térmica, demostrando la viabilidad técnica y económica de la energía solar en climas semiáridos.



a). *FS vs. RU vs. GCS.*



b). *V_t vs. A_c vs. Q_{aux}*

Figura 7. *Desempeño del potencial energético de un STS para activar continuamente durante un año un AHT en Saltillo, considerando diferentes configuraciones.*

4. Conclusiones

Este trabajo evaluó el desempeño energético de un sistema de STS para activar continuamente durante un año un AHT en Saltillo, la ciudad con mayor industrialización de México y con un clima semidesértico característico del país. Este análisis permitió determinar el tamaño óptimo de los colectores solares para minimizar costos y maximizar la eficiencia energética, considerando la capacidad de almacenamiento y la demanda de energía auxiliar. Las conclusiones son las siguientes:

El desempeño óptimo del STS se logró con un FS mayor al 90% y GCS superior a 1,100 *kWh/m²-año*, aprovechando la alta irradiancia solar local de 5.8 *kWh/m²-día* y mediante un diseño optimizado con A_c de 150-200 *m²* y RV de 100-120 *L/m²*. La configuración con A_c de 150 *m²* y RV de 120 *L/m²* redujo la demanda de Q_{aux} a un valor inferior a 1,100 *kW-año*, con un costo

estimado de aproximadamente $1.16 millones *MXN*, logrando un equilibrio entre rentabilidad y autonomía energética. El STS modelado en TRNSYS, alcanzó temperaturas de 95 *°C* en el AHT con flujo másico de 0.019 *kg/s*, niveles adecuados para procesos térmicos en industrias locales como el automotriz, alimentaria y química. Un V_t de 18-24 m^3 aseguró la operación continua, mitigando las fluctuaciones solares y garantizando el suministro durante horarios de alta demanda. Los resultados subrayan el potencial de los STS-AHT para la descarbonización de procesos industriales en zonas con alta irradiancia y demanda térmica, ofreciendo un marco replicable en regiones semiáridas, donde la transición energética requiere soluciones costo-eficientes y técnicamente adaptables.

Los resultados de este estudio constituyen una base sólida para la transición hacia prototipos industriales, ya que se ajustan directamente a las necesidades reales de las industrias en Saltillo, como el lavado de piezas automotrices a 80 *°C* y la pasteurización alimentaria a 95 *°C*, según se detalla en la Tabla 2. La validación realizada mediante TRNSYS demostró la replicabilidad de los parámetros, al obtener un R^2 mayores a 0.98 y errores menores al 5%, mientras que los costos estimados son comparables a los de sistemas operativos en México, tal como ocurre en los mataderos de Torreón, con un valor de 6,066 *MXN/m²*. Asimismo, el respaldo de casos internacionales exitosos, como la desalinización en Argelia [12] y generación de vapor en China [14], refuerza la adaptabilidad de este sistema a diversos procesos industriales. En conjunto, este marco, fundamentado en datos climáticos locales y en demandas térmicas validadas, posiciona al STS-AHT como una solución escalable y lista para su implementación en sectores productivos.

Limitaciones y trabajos futuros

El estudio realizado sobre sistemas de agua caliente solar en Saltillo ofrece una base sólida para futuros diseños. Sin embargo, presenta algunas limitaciones. Los resultados obtenidos pueden no ser aplicables a otras regiones debido a diferencias climáticas y de consumo. Además, el análisis termoeconómico se centró principalmente en costos del STS, sin considerar el costo del AHT. Tampoco se evaluaron los impactos ambientales del sistema a lo largo de su vida útil. Para superar estas limitaciones, se sugieren estudios más amplios que incluyan diversas localidades, análisis económicos completos y evaluaciones del ciclo de vida de los sistemas.

Agradecimientos

Todos los autores agradecen a la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI) y al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas/Universidad Autónoma del Estado de Morelos (CIICAp /UAEM) por el apoyo para la realización de este estudio. Asimismo, el Dr. López Pérez Luis Adrian expresa su agradecimiento al SECIHTI por el apoyo económico durante su estancia posdoctoral.

Nomenclatura

α	Absortancia, *Adimensional*
α_0	Primera ecuación de eficiencia térmica del colector solar, *Adimensional*
α_1	Segunda ecuación de eficiencia térmica del colector solar, *W/m²K*
IRENA	Agencia Internacional de Energías Renovables
STS	Sistema Térmico Solar
A_c	Área neta de los colectores, m^2
Q_{TA}	Calor almacenado en el tanque, *kW*
Q_{aux}	Calor auxiliar, *kW-año*
Q_P	Calor disipado a la atmosfera, *kW*
Q_{CA}	Calor enviado al calentador auxiliar, *kW*

C_p	Calor especifico del agua, kJ/kg°*C*
Q_u	Calor obtenido por los colectores solares, *kWh/año*
Q_{IC}	Calor recibido del intercambiador de calor, *kW*
$Q_{Demanda}$	Calor requerido por el sistema, *kWh/año*
Q_{IC}	Calor transferido del fluido de trabajo proveniente del campo de colectores solares al agua en dirección al tanque, *kW*
R^2	Coeficiente de determinación, *Adimensional*
UA_{aux}	Coeficiente de transferencia de calor del tanque, *W/°C*
UA_L	Coeficiente de transferencia de calor del tanque, *W/°C*
U_c	Coeficiente de transferencia de calor, *W/m²°C*
$\Delta T_{IC\text{-}TA}$	Diferencia de temperatura del agua proveniente del intercambiador de calor entre su punto de entrada y salida, *°C*
ΔT_{aux}	Diferencia de temperatura entre el ambiente y el calentador auxiliar, *°C*
ΔT_{TA}	diferencia de temperatura entre el ambiente y el tanque, *°C*
ΔT	Diferencia de temperatura, *°C*
η_{aux}	eficiencia del calentador auxiliar, *Adimensional*
ε	Emisividad, *Adimensional*
F_R	Factor de incrustación, *Adimensional*
FS	Fracción Solar, *%*
$\dot{m}$	Fujo másico, *kg/s*
GCS	Ganancia de Calor Solar, *kWh/m²-año*
IC	Intercambiador de calor
n	numero de datos
I	Radiación solar, W/m^2
RU	Razón de Uso, *L/m²-día*
RV	Razón Volumétrica, L/m^2
SENER	Secretaria de Energía
T_a	Temperatura ambiente, *°C*
T_{set}	Temperatura de salida requerida, *°C*
T_{salida}	Temperatura del agua en la salida del tanque en dirección al AHT, *°C*
T_{en}	Temperatura del agua proveniente del tanque, *°C*
$T_{entrada}$	Temperatura del agua proveniente del AHT en la entrada del tanque, *°C*
T_i	Temperatura media del colector solar, *°C*
AHT	Transformadore Calor por Absorción
τ	Transmitancia solar, *Adimensional*
$\bar{x}$	valor medio de x_i
x_i	Valor objetivo
y_i	Valor simulado
Demanda	Volumen de fluido a calentar diariamente, *L/día*
V_t	Volumen del tanque de almacenamiento, m^3

Referencias

[1] Wan X, Xia T, Li Y, Sun Z, Liu X, Li T. Study on a novel water heat accumulator below the north roof in Chinese solar greenhouse: System design. Appl Therm Eng 2023;234:121316. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121316.

[2] Ouyang T, Su Z, Zhao Z, Wang Z, Huang H. Advanced exergo-economic schemes and optimization for medium–low grade waste heat recovery of marine dual-fuel engine integrated with accumulator. Energy Convers Manag 2020;226:113577. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113577.

[3] IRENA. REthinking Energy. vol. 55. 2017.

[4] SHIP. Solar Heat for Industrial Processes. (SHIP) Plants Database 2023. http://ship-plants.info/.

[5] Duffie J a., Beckman W a., Worek WM. Solar Engineering of Thermal Processes, 4nd ed. vol. 116. 2003. https://doi.org/10.1115/1.2930068.

[6] Kalogirou SA. Solar energy engineering: processes and systems. Academic press; 2013.

[7] Delgado-Gonzaga J, Juárez-Romero D, Saravanan R, Márquez-Nolasco A, Huicochea A, Morales LI. Performance analysis of a dual component generator-condenser of an absorption heat transformer for water desalination. Therm Sci Eng Prog 2020;20:100651. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100651.

[8] Rivera W, Best R, Cardoso MJ, Romero RJ. A review of absorption heat transformers. Appl Therm Eng 2015;91:654–70. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.021.

[9] Delgado-Gonzaga J, Rivera W, Juárez-Romero D. Integration of cycles by absorption for the production of desalinated water and cooling. Appl Therm Eng 2023;220. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119718.

[10] Cudok F, Giannetti N, Ciganda JLC, Aoyama J, Babu P, Coronas A, et al. Absorption heat transformer - state-of-the-art of industrial applications. Renew Sustain Energy Rev 2021;141. https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110757.

[11] Salata F, Coppi M. A first approach study on the desalination of sea water using heat transformers powered by solar ponds. Appl Energy 2014;136:611–8. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.09.079.

[12] Gomri R. Energy and exergy analyses of seawater desalination system integrated in a solar heat transformer. Desalination 2009;249:188–96. https://doi.org/10.1016/j.desal.2009.01.021.

[13] Wang J, Chen H, Deng H, Dong F. A combined power and steam system integrated with solar photovoltaic/thermal collector: Thermodynamic characteristics and cost-benefit analyses. Case Stud Therm Eng 2022;39:102477. https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102477.

[14] Wang H, Li H, Wang L, Bu X, Zeng J, Xie N, et al. A solar-assisted double absorption heat transformer: Off-design performance and optimum control strategy. Energy Convers Manag 2019;196:614–22. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.021.

[15] SENER. Secretaria de Energia 2024. https://www.gob.mx/sener.

[16] CONUEE, ANE, GIZ. Energía Solar Térmica para Procesos Industriales en México. Estudio base de mercado 2018:89.

[17] Perez SG, Huicochea A, Urquiza G, Hernández AH, Siqueiros J. The commissioning of absorption heat transformer for water distillation using solar panels. Desalin Water Treat 2020;204:1–11. https://doi.org/10.5004/dwt.2020.26272.

[18] Peña Guerra ÁE, Lugo Loredo S, Kozhiparambil Chandran S, Hernández Magallanes JA. Desarrollo de sistemas térmicos solares por absorción para la generación de enfriamiento en la región norte de México. Quim Hoy 2023;11:20–6. https://doi.org/10.29105/qh11.03-305.

[19] INEGI. Producto interno bruto por

entidad federativa 2020. Comunicado de prensa núm. 7727/21 2021.

[20] SMN. Servicio Meteorologico Nacional. Inf Clim Por Estado 2023. http://smn.cna.gob.mx/es/informacion-climatologica-ver-estado?estado=chis (accessed November 23, 2023).

[21] CONAZA. Programa Institucional 2020-2024 de la Comisión Nacioanl de las Zonas Áridas 2024.

[22] Instituto Nacional de Estadística G e I (INEGI). Compendio de información geográ ca municipal 2010 Saltillo Coahuila de Zaragoza 2010.

[23] Heß S, Oliva A. Guide to Solar Thermal System Design for Selected Industrial Processes 2010.

[24] Varela Martínez K. Estudio experimental de un transformador de calor por absorción con intercambiadores helicoidales multiples anidados [Tesis doctoral, Universidad Autónoma del Estado de Morelos], 2022. Repositorio Institucional de Acceso Abierto de la UAEM. https://riaa.uaem.mx/handle/20.500.12055/2003.

[25] winsconsin University. TRNSYS 16.1. 2016 2013. https://sel.me.wisc.edu/trnsys/features/ (accessed June 2, 2019).

[26] Klein S a., Beckman W a. TRNSYS 16: Volume 5 Mathematical Reference. Trnsys 16 2007;5:389 to 396.

[27] Kalogirou SA. Designing and Modeling Solar Energy Systems. Sol Energy Eng 2014:583–699. https://doi.org/10.1016/b978-0-12-397270-5.00011-x.

[28] Tian Z, Perers B, Furbo S, Fan J. Annual measured and simulated thermal performance analysis of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. Appl Energy 2017;205:417–27. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.139.

[29] Tamhane AC. Statistical Analysis of Designed Experiments: Theory and Applications. Wiley; 2009.

[30] Moscarelli M. Correlation. Biostat. With “R” A Guid. Med. Dr., Cham: Springer International Publishing; 2023, p. 93–111. https://doi.org/10.1007/978-3-031-33073-5_7.

[31] Bern C-, Huguenin-landl B, Studer C. Handbook part I : Software Global Meteorological Database Version 7 Software and Data for Engineers , Planers and Education 2017.