



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS
CAMPUS GUANAJUATO

**INTEGRACIÓN DE SISTEMAS CALOR Y POTENCIA OPERADOS CON
ENERGÍA SOLAR**

TESIS DE GRADO PARA OBTENER EL TÍTULO DE
MAESTRA EN INGENIERÍA QUÍMICA (INTEGRACIÓN DE PROCESOS)

PRESENTA:

IQ. KEYLA MARIA SOLANA LAMBRAÑO

DIRECTOR:

DR. GUILLERMO MARTÍNEZ RODRÍGUEZ

CO-DIRECTOR:

DR. MARTÍN PICÓN NÚÑEZ

GUANAJUATO, GTO., JUNIO DE 2021.

DECLARATORIA

Por medio de la presente, me responsabilizo de la originalidad y autenticidad del presente trabajo titulado:

“INTEGRACIÓN DE SISTEMAS CALOR Y POTENCIA OPERADOS CON ENERGÍA SOLAR”

Presentado por:

I.Q. Keyla María Solana Lambraño

Director de Tesis:

Dr. Guillermo Martínez Rodríguez

Co-Director de Tesis:

Dr. Martín Picón Núñez

Heb 11:1

AGRADECIMIENTOS

A Dios Padre Todopoderoso en el nombre de nuestro Señor Jesucristo por brindarme esta increíble oportunidad. Su fiel amor y misericordia fueron la fuerza impulsora que me permitieron recorrer este importante camino. Reconozco que sin El nada soy.

A mis padres, hermanos, cuñados y familia en general, por el apoyo incondicional. Sus oraciones, consejos, sacrificios son invaluable y lo agradeceré toda mi vida.

A mis amigos, compañeros, grupo de oración, GCI, por el ánimo, por enseñarme a no perder la esperanza y colocar mi confianza en Dios

A mis asesores por la paciencia, el apoyo, la dedicación y conocimiento brindado en este proceso. Al cuerpo académico, la Universidad de Guanajuato por permitirme ser parte de su panal y al CONACYT.

Siempre den gracias por todo a Dios Padre en el nombre de nuestro Señor Jesucristo.

(Efesios 5:20)

CONTENIDO

RESUMEN.....	11
ABSTRACT.....	12
1. INTRODUCCIÓN.....	14
1.1. HIPÓTESIS	15
1.2. OBJETIVOS	15
1.2.1. OBJETIVO GENERAL.....	15
1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
1.3. JUSTIFICACIÓN	16
1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	16
2. ANTECEDENTES.....	19
3. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN TERMOSOLAR DE BAJA TEMPERATURA	25
3.1. CONSUMO DE ENERGÍA DEL SECTOR INDUSTRIAL.....	25
3.2. TECNOLOGÍA TERMOSOLAR	27
3.3. COMPONENTES DE UNA INSTALACIÓN TERMOSOLAR	30
3.4. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE LA INSTALACIÓN TERMOSOLAR	30
3.4.1. CUANTIFICACIÓN DEL RECURSO SOLAR DISPONIBLE.....	31
3.4.2. REQUERIMIENTOS ENERGÉTICOS DEL PROCESO	32
3.4.3. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN TERMOSOLAR	33
3.4.4. EVALUACIÓN DE COSTOS.....	38
3.4.5. EVALUACIONES DE LAS EMISIONES DE CO ₂	40
4. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AGUA/BROMURO DE LITIO	42
4.1. PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE Y EL ABSORBENTE.....	42
4.2. IMPLEMENTACIÓN DE ENERGÍAS RENOVABLES	47
4.3. MECANISMO DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	47
4.4. DISEÑO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION.....	48
4.4.1. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	49
4.4.2. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN LOS COMPONENTES DEL SISTEMA.....	51
4.4.3. DETERMINACIÓN DE LOS CALORES EN LOS COMPONENTES DEL SISTEM.....	53
4.4.4. DETERMINACIÓN DEL TRABAJO DE LA BOMBA.....	54
4.4.5. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA.	55

4.5.	DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA.....	55
4.5.1.	ECUACIONES BÁSICAS DE DISEÑO	55
4.6.	COSTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	57
4.6.1.	ACTUALIZACIÓN DE COSTOS DE EQUIPOS	58
4.6.2.	COSTO TOTAL DEL SISTEMA.....	58
5.	DISEÑO DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE	60
5.1.	SECTOR ELÉCTRICO GLOBAL	60
5.2.	TIPOS DE CENTRALES ELÉCTRICAS	61
5.2.1.	GENERACIÓN MECÁNICA-ELÉCTRICA.....	61
5.2.2.	GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA.....	62
5.2.3.	GENERACIÓN FOTOVOLTAICA	63
5.3.	BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA.....	63
5.4.	FLUIDO DE TRABAJO	65
5.5.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ESTUDIADO.....	66
6.	INTEGRACIÓN DE ENERGÍA EN UN PROCESO	68
6.1.	SUMINISTRO DE SERVICIOS AUXILIARES EN MÚLTIPLES NIVELES.....	68
6.2.	LA GRAN CURVA COMPUESTA	69
6.3.	MÚLTIPLES NIVELES DE SUMINISTRO EN LA GRAN CURVA COMPUESTA.....	71
6.4.	CASO DE ESTUDIO PARA INTEGRACIÓN DE CALOR Y POTENCIA	71
6.4.1.	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SOLAR POR ABSORCIÓN	73
6.4.2.	GENERACIÓN DE POTENCIA CON SISTEMA TERMOSOLAR ACOPLADO A UN CICLO ORGÁNICO DE RANKINE.	76
6.5.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	79
7.	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO.....	82
	REFERENCIAS	84

LISTADO DE FIGURAS

Figura 3.1 Tendencia del consumo energético del sector industrial a nivel global.....	25
Figura 3.2 Planta de energía termosolar de Abengoa en Sanlúcar la Mayor. Fuente: (Periódico El País, 2015).....	28
Figura 3.3 Campo de concentradores cilindro-parabólicos que suministran calefacción y refrigeración. Fuente: (Weiss & Spörk-Dür, 2019).....	29
Figura 3.4 Proyecto ESCO de la mina de cobre Gaby. Fuente: (Appsol, 2021).....	29
Figura 3.5 Instalación termosolar convencional.....	30
Figura 3.6 Configuración de la instalación termosolar propuesta.....	31
Figura 3.7 Componentes de la irradiancia total media de 4 meses en Guanajuato	32
Figura 3.8 Requerimiento de energía térmica de un proceso (área verde) y radiación disponible (curva naranja) para un proceso continuo (a) y un proceso por lotes (b).....	33
Figura 3.9 Estructura de una red solar de 16 colectores.....	35
Figura 3.10 Serie de n colectores	35
Figura 4.1 Estructura cubica del LiBr. Los átomos de Bromo se representan de color rojo y los átomos de Litio de color púrpura. Fuente: (Materials Project, 2021).....	43
Figura 4.2 Sistema de refrigeración por absorción de H ₂ O-LiBr de simple efecto. Fuente: (Vicente Soltero, 2015).....	44
Figura 4.3 Diagrama de temperatura, presión y concentración para soluciones de LiBr saturadas. Fuente: (Cortes Espinos, 2007).....	45
Figura 4.4 Líneas de cristalización en un sistema de absorción. Fuente: (Florides et al, 2003).....	46
Figura 4.5 Diagrama entalpia-concentración para soluciones saturadas de LiBr. Fuente: (ASHARE, 2009).....	46
Figura 4.6 Esquema del sistema de refrigeración por absorción.....	49
Figura 5.1 Evolución de la población mundial y el consumo de energía primaria. Fuente: (Seiscubos, 2019).....	61
Figura 5.2 Ciclo Rankine ideal simple. Fuente: (Cengel, Y, & Boles, M, 2012).....	64
Figura 6.1 a) Curvas compuestas con niveles extremos de suministro de servicios, b) Curvas compuestas con integración de vapor de baja presión (LP) y disminución del consumo de vapor de alta presión (HP).....	68
Figura 6.2 a) Curvas compuestas, b) Ajuste de Curvas compuestas, c) Gran curva compuesta.....	69

Figura 6.3 a) Gran curva compuesta sin integración en múltiples niveles, b) Integración de múltiples niveles de suministros de servicios.....71

Figura 6.4 Gran curva compuesta del caso de estudio.....72

Figura 6.5 Diagrama de un ciclo orgánico de Rankine alimentado por un sistema termosolar.....76

LISTADO DE TABLAS

Tabla 3.1 Procesos industriales por nivel de temperatura. Fuente: (Koçak et al., 2020).....	27
Tabla 4.1 Propiedades físicas y químicas del LiBr. Fuente: (Cárcamo et al., 2016).....	43
Tabla 6.1 Costos de inversión para los sistemas de refrigeración solar por absorción.....	73
Tabla 6.2 Costos de instalación termosolar para el sistema de refrigeración por absorción.	74
Tabla 6.3 Costos del sistema de refrigeración por absorción solar.....	75
Tabla 6.4 Costos del sistema convencional de refrigeración.....	75
Tabla 6.5 Costos de la instalación termosolar.....	77
Tabla 6.6 Costos de generación de potencia con el ciclo orgánico de Rankine.....	78
Tabla 6.7 Costos de suministro de potencia a través de la red nacional de energía.....	78

NOMENCLATURA

A	Área total de transferencia de calor, en m^2
A_s	Área absorbedora, en m^2
C_p	Capacidad calorífica, en $kJ/kg\ ^\circ C$
COP	Coefficiente de rendimiento
CPC	Colector parabólico compuesto
G	Irradiancia en W/m^2
h_{cw}	Coefficiente convectivo del agua, en $W/m^2\ ^\circ C$
$h_{csc+rsc}$	Suma de los coeficientes convectivos y radiativos en la superficie, en $W/m^2\ ^\circ C$
kW_c	Kilowatt de enfriamiento
kW_e	Kilowatt eléctrico
kW_h	Kilowatt hora
kW_t	Kilowatt térmico
m	Flujo másico, en kg/s
ORC	Ciclo orgánico de Rankine
T_s	Temperatura de la superficie absorbedora, en $^\circ C$
T_{amb}	Temperatura ambiente, en $^\circ C$
T_{out}	Temperatura de salida, en $^\circ C$
T_{in}	Temperatura de entrada, en $^\circ C$
T_c	Temperatura de la cubierta de vidrio, en $^\circ C$
U_L	Coefficiente global de pérdidas de calor, $W/m^2\ ^\circ C$
X	Concentración de Bromuro de litio en la solución
ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica
τ	Transmitancia, es adimensional.

RESUMEN

En este trabajo se analiza la integración energética de un sistema de calor y un sistema de potencia, ambos operados con energía solar. En el primer sistema, el suministro de las toneladas de refrigeración se realizó mediante un sistema de refrigeración por absorción cuyo par de trabajo fue la solución H₂O-LiBr. En el segundo sistema, el suministro de potencia fue obtenido mediante un ciclo orgánico de Rankine. La fuente de energía primaria en ambos sistemas se obtiene a través de una red de captadores solares de placa plana que operan de forma independiente en cada sistema. En los escenarios propuestos del caso de estudio, se realizó la evaluación termo económica para determinar los costos de refrigeración y potencia asociados con la utilización de dicha fuente renovable y estos costos a su vez, fueron comparados con los costos asociados con el suministro de energía producidas de modo convencional. Se pudo determinar en el ciclo de refrigeración por absorción solar que la concentración de la solución tiene un mayor impacto en el desempeño del ciclo comparado con la temperatura de operación del evaporador, alcanzando un COP de 0.8802. El costo de la energía del sistema de refrigeración para abastecer la totalidad de la carga de refrigeración fue de 0.0358 USD/kWh, con una inversión de 20,434,402 USD en la instalación termosolar y un tiempo de recuperación de la inversión de 25 años. El costo anual obtenido para suministrar la carga térmica con el sistema convencional es de 818,108 USD vs el costo anual del sistema renovable 1,330,942 USD. Este valor representa el 61.46 % del costo de enfriamiento de la fuente renovable (refrigeración por absorción utilizando energía solar). El costo anual del ciclo orgánico de Rankine solar se estimó en 4,102,072 USD frente al sistema fósil que es de 2,232,800 USD. El costo anual de generación de potencia presentó un cambio significativo, ya que el valor del último escenario es 95.47% mayor que el escenario anterior.

Palabras claves: toneladas de refrigeración, refrigeración por absorción, potencia, ciclo orgánico de Rankine, red de colectores solares.

ABSTRACT

In this work, the energy integration of a heat and a power analyzed, both operated with solar energy. In the first system, the supply of the refrigeration tons was carried out by means of an absorption refrigeration system whose working system was the H₂O-LiBr solution. In the second system, the power supply was obtained by an organic Rankine cycle. The primary energy source in both systems is obtained through a network of flat-plate solar collectors that operate independently in each system. In the proposed scenarios of the case study, the thermo-economic evaluation was carried out to determine the cooling and power costs associated with the use of renewable source and these costs, in turn, were compared with the costs associated with the supplying conventionally produced energy. It was possible to determine in the solar absorption refrigeration cycle that the concentration of the solution has a greater impact on the performance of the cycle compared to the operating temperature of the evaporator, reaching a COP of 0.8802. The cost of the energy of the refrigeration system to supply the entire refrigeration load is \$ 0.0358 / kWh, with an investment of \$ 20,434,402 in the solar thermal installation and a payback time of 25 years. The annual cost obtained to supply the thermal load with the conventional system is 818,108 USD vs. the annual cost of the renewable system 1,330,942 USD. The annual cost of the Solar Organic Rankine Cycle was estimated to be 4,102,072 USD vs. the fossil system which is 2,232,800 USD. The annual cost of power generation presented a significant change since the value of the last scenario is 95.47% higher than the previous scenario.

Keywords: tons of refrigeration, absorption cooling, power, organic Rankine cycle, solar collector network.

Capítulo 1

1. INTRODUCCIÓN

El sector industrial requiere del suministro de diferentes tipos de servicios como refrigeración, potencia y calentamiento. En la actualidad existen diferentes formas para la obtención de dichos servicios, una de las principales diferencias es la forma de energía implementada (renovable o no renovable). Es evidente, que la gran mayoría de los procesos industriales utilizan el gas natural como combustible para proporcionar los servicios a sus procesos, sin embargo, el daño ambiental que estos han causado abre la posibilidad de implementar tecnologías impulsadas con el uso de energías renovables: solar, eólica, biomasa, geotérmica, etc.

La energía solar es una alternativa con grandes cualidades, ya que es económica, su uso no causa daños al medio ambiente, y es inagotable. Además, esta puede incorporarse a industrias que requieran diferentes intervalos de temperatura en sus procesos. Con el fin de incorporar el uso de la energía solar a los procesos industriales por medio del suministro de servicios auxiliares, en este trabajo se realiza la integración de un sistema de calor y sistema de potencia que son operados de manera independiente por una red de captadores solares de placa plana.

La producción de frío a través de ciclos de absorción es la que más ventajas tiene de las tecnologías de refrigeración solar. El lado del refrigerante del sistema de absorción funciona esencialmente con el mismo principio del sistema de compresión de vapor, sin embargo, el compresor mecánico utilizado en el ciclo de compresión de vapor es remplazado por un compresor térmico en el sistema de absorción. El atractivo de los sistemas de absorción solar es el nivel de temperatura que maneja y puede ser asistido totalmente con tecnologías termosolares.

Por otro lado, el suministro de potencia fue por medio de un ciclo orgánico de Rankine en el cual se revisan las propiedades más importantes del fluido de trabajo que este caso fue el R-123. Por medio del diseño termodinámico se lleva a cabo la caracterización del sistema. Se toma en cuenta el uso de los ciclos orgánicos de

Rankine debido a que en los últimos años se han venido presentando como una oportunidad de gran interés para los sectores industriales que requieran intervalos de temperatura bajos (Buonomano et al., 2015) y que pueden obtener su suministro por medio de tecnología termosolar de baja temperatura .

Finalmente, para la integración de los sistemas de calor y potencia se plantea un caso de estudio donde se realiza la evaluación termo-económica con el fin de determinar los costos asociados con el uso de la fuente en mención y estos costos sean comparados con los costos asociados con las energías producidas de forma convencional. Con este estudio se incorpora el uso de energía solar a los procesos industriales de baja temperatura con el fin de reducir cada vez más las emisiones de CO₂ producidas por el uso de combustibles fósiles.

1.1. HIPÓTESIS

Las variables más importantes que determinan la factibilidad económica de la integración de ciclos de calor y potencia operados con energía solar de baja temperatura son el costo del combustible fósil y los requerimientos energéticos del proceso.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

Determinar el rango de carga térmica de operación bajo el cual un sistema de calor y potencia operado con energía solar, integrado por una red de colectores solares de baja temperatura y un ciclo orgánico de Rankine, es viable, tomando en cuenta tanto los requerimientos de área para instalación como su rentabilidad.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Determinar el nivel de inversión de equipos de refrigeración por absorción en función de la carga térmica de enfriamiento.
2. Determinar el nivel de inversión de equipos de generación de potencia en función de la potencia requerida por el proceso.
3. Determinar el nivel de inversión del dispositivo termosolar (red de colectores y sistema de almacenamiento) requerida por el proceso.

1.3. JUSTIFICACIÓN

El sector industrial representó el 37% (157 EJ) del uso total mundial de energía final en 2018 (Koçak et al., 2020). Esto representa un aumento anual del 0.9% en el consumo de energía desde 2010, con un crecimiento del 0.8% en 2018, tras un mayor crecimiento del 1.6% el año anterior. La descarbonización de los procesos industriales actuales es un reto por varias razones y se busca acelerar la incorporación de las energías renovable a estos procesos (Buirá et al., 2021). Los sistemas de generación de calor y potencia solar suministran a los procesos industriales dos tipos de servicios: energía térmica y eléctrica. Con el fin de potenciar el uso de la energía solar de manera sistemática y económicamente atractiva para el sector industrial se debe tener en cuenta, además de la disponibilidad del recurso solar, variables como: costo del kWh solar, diversificación de las fuentes primarias de energía y la sostenibilidad de los procesos industriales con tiempo de recuperación de la inversión atractivos según lo establecido por la agencia internacional de energías renovables (US EIA - Energy Information Administration, 2013)

1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS

El presente trabajo estará estructurado en siete capítulos comenzando por la presente sección introductoria, la cual se presenta como el capítulo 1. Los capítulos

siguientes están escritos de forma que permitan conducir al lector de manera secuencial con el fin de facilitar la comprensión, análisis y evaluación del presente trabajo. En el capítulo 2 se presenta un análisis de los antecedentes de trabajos previos que se han realizado en cuanto a sistemas de calor y potencia operados con energía solar identificándose así, un área de oportunidad que da lugar al presente trabajo de investigación, como lo es la integración de estos sistemas a un proceso industrial de baja temperatura.

Seguidamente en el capítulo 3 se presenta el diseño de la instalación termosolar de baja temperatura. En este se mencionan las tecnologías termosolares actualmente empleadas, los componentes de este tipo de instalación, además de la cuantificación del recurso solar disponible, entre otros.

A continuación, en el capítulo 4, se lleva a cabo el diseño del sistema de refrigeración por absorción H₂O-LiBr, en el cual se revisan las propiedades más importantes del refrigerante y el absorbente, luego se analiza el mecanismo de refrigeración por absorción y por medio del diseño termodinámico se lleva a cabo la caracterización del sistema mencionado con el fin de determinar el coeficiente de operación, seguido del dimensionamiento de los equipos que conforman el sistema de refrigeración y finalmente se realiza un análisis de costos del sistema.

En el capítulo 5, se realiza el diseño del ciclo orgánico de Rankine por medio del desarrollo termodinámico del sistema al fin de obtener la potencia que debe ser suministrada al proceso. Posteriormente, en el capítulo 6 se presenta la integración de esta energía a un proceso. En este capítulo se plantea un caso de estudio donde se presenta la integración de calor y potencia mediante el análisis de la gran curva compuesta de un proceso propuesto, también se presenta un análisis de los resultados alcanzados en el desarrollo del presente trabajo de investigación

Por último, en el capítulo 7 se muestran las conclusiones y el trabajo futuro que se identifica para las investigaciones posteriores.

Capítulo 2

2. ANTECEDENTES

El consumo de energía de los pueblos está directamente ligado con su grado de progreso y transformación, el constante desarrollo de las sociedades ha traído consigo un aumento de la demanda de energía a nivel global. La situación antes descrita conlleva a un incremento del costo de generación de energías como la eléctrica, que en su mayoría es producida a partir de fuentes no renovables, como son los combustibles fósiles (Marques et al., 2021). Los múltiples problemas generados por el uso de energía proveniente de fuentes convencionales han llevado a la humanidad a buscar la diversificación en el uso de las energías primarias, con la finalidad de satisfacer sus necesidades energéticas y mejorar su calidad de vida (Icaza et al., 2021). En la actualidad, la economía mundial se basa en el uso de combustibles fósiles, estos recursos son no renovables y cuentan con un tiempo de vida finito, por lo que su uso trae consigo consecuencias medioambientales palpables como son el cambio climático y el deterioro ambiental (Gani, 2021).

La diversificación de energías primarias, el desarrollo tecnológico y el uso de las energías renovables, permiten tener certeza en el suministro, reducir o eliminar la generación de gases de efecto invernadero y potenciar el uso de recursos infinitos que se tienen en la naturaleza (Heydari et al., 2019). Las principales fuentes de energía renovable utilizadas en la actualidad son la solar, geotérmica, eólica, biomasa e hidroeléctrica (Ahmadi et al., 2013).

La transición hacia fuentes primarias de energía renovable es un tema de actualidad mundial con avances significativos, pero con retos por resolver. Uno de esos retos es no sólo garantizar el suministro de la carga térmica sino, además, suministrar la refrigeración y la potencia en aquellos procesos donde requieran uno, dos o tres calores útiles. El uso de las diferentes fuentes de energías renovables presenta sus desafíos particulares (Quijera-Pérez, 2012).

El 38 % de la energía mundial es consumida por el sector industrial (EIA, 2013), de este porcentaje cerca del 50 % es desaprovechado en forma de calor residual (Fiaschi et al., 2017). Por lo tanto, es necesario implementar nuevos mecanismos que permitan la recuperación de la energía desechada, a fin de suministrar parte de las necesidades energéticas del proceso e incrementar su eficiencia. La recuperación de energía a partir de flujos de calor residual a baja y mediana temperatura (90-250 °C) cobra un interés particular debido al fuerte impulso hacia el ahorro energético, la reducción de las emisiones de CO₂ y la mejora de la eficiencia de los procesos de fabricación, instalación industrial y de edificación (Fiaschi et al., 2017).

Existen varios desafíos relacionados con la producción de calor a partir de energía solar, el primero, pero no el único y tal vez el más importante en estos momentos es el económico. Entre todas las energías renovables, la energía solar es, por mucho, la fuente de calor más confiable y disponible en diferentes regiones de la Tierra (Mohsenipour et al., 2020). La energía solar ha sido foco de atención en los últimos años, debido a que se tiene disponibilidad de ella en todo el planeta y durante gran parte del año.

La incorporación de energías renovables a procesos industriales implica retos. En el caso de la energía solar ya se tienen respuestas con respecto a la variabilidad de los recursos (Martínez-Rodríguez et al., 2019) y ya se ha buscado integrar la energía solar a los procesos industriales de manera rentable al combinar la temperatura de entrada del fluido de trabajo y la capacidad de almacenamiento de calor como medios para aumentar la fracción solar y el número de horas en la que se puede suministrar energía renovable (Fuentes-Silva et al., 2020).

Las industrias que operan en intervalos de bajas y medias temperaturas son las más adecuadas, en términos tecnológicos y económicos, para aceptar la energía termo-solar en sus procesos (Quijera-Pérez, 2012), ya que aportan cantidades importantes de energía a un precio razonable y cada vez más competitivo.

En el caso de aplicaciones residenciales (Cioccolanti et al., 2018) llevaron a cabo la investigación sobre el potencial de una unidad de ciclo orgánico de Rankine solar concentrado a pequeña escala junto con un enfriador de absorción compuesto por un campo solar CPC de 50 m², una planta ORC de 3.5 kW_e y un enfriador por absorción de 17 kW_c. Los resultados mostraron que los rangos de temperatura de funcionamiento de los tanques de almacenamiento afectan considerablemente el rendimiento general del sistema. En sus resultados muestran que la elección adecuada de estos rangos aumenta la producción de energía primaria en un 6.5 % en comparación con la configuración de referencia.

También existe un estudio sobre el análisis energético y económico de sistemas de trigeneración geotérmica-solar a pequeña escala para un hotel en Ischia (Buonomano et al., 2015), el sistema propuesto está compuesto por un ciclo orgánico de Rankine (ORC) de 6 kW_e, un sistema de refrigeración por absorción H₂O/LiBr de una etapa de 30 kW_f, un pozo geotérmico y un campo solar con colectores solares de placa plana. El calor suministrado al ORC fue obtenido por un pozo geotérmico en el cual la salmuera tiene una temperatura de 95 °C. Para mejorar el rendimiento del sistema, el calor adicional es proporcionado por la energía solar obtenida a través de un campo solar de 25 m². El aceite diatérmico (hasta 130 °C) fue adoptado como fluido de trabajo para suministrar calor al evaporador ORC. El sistema mostró excelentes índices de rendimiento energético. Donde la eficiencia anual promedio de los colectores solares es cercana al 60 %, mientras que la eficiencia anual promedio del ORC es de aproximadamente 6 %. Además, desde el punto de vista económico se pudo observar que, en las peores condiciones de operación, el tiempo de recuperación de la inversión es de 7.6 años, mientras que en un escenario idóneo el tiempo de recuperación de la inversión es de 2.5 años.

Siguiendo con los estudios (Calise et al., 2020) presentaron un modelo de simulación dinámica de un prototipo de planta renovable que produce electricidad,

calor y frío. El sistema híbrido consta de un ciclo orgánico de Rankine (ORC) de 6 kW_e, un enfriador de absorción de 17.1 kW_f, un pozo geotérmico, un campo colector solar de vacío de 25 m², un calentador de biomasa de 200 kW_t y un sistema de almacenamiento de energía eléctrica de iones de litio de 45.56 kWh. El pozo geotérmico se encuentra a 96 °C. Los resultados en este estudio fueron interesantes en términos de desempeño energético y ambiental. La central renovable propuesta consigue un ahorro de energía primaria del 94.54 % y una reducción de las emisiones de CO₂ igual al 97.36 %. El alto costo de capital total de la planta afecta significativamente el período de amortización llevándolo a 16.7 años.

En otro estudio, fue llevado a cabo un análisis del rendimiento y de los beneficios energéticos de un sistema de trigeneración solar basado en el uso de un desecante en el edificio de un instituto de enseñanza (Hands et al., 2016); en este estudio se logró integrar el sistema desecante en la planta existente para reducir el consumo de energía. Aproximadamente el 35 % de la carga de enfriamiento total del edificio fue cubierto por el sistema de enfriamiento desecante impulsado por energía solar. Por otra parte, (Li et al., 2020) realizaron una evaluación integral de un sistema de trigeneración solar mediante colectores térmicos fotovoltaicos de baja temperatura. En este estudio, el sistema de enfriamiento híbrido de compresión subenfriado por absorción solar, que es capaz de utilizar calor a temperaturas bajas como 60 °C, se acopla con colectores térmicos fotovoltaicos para ser un sistema de trigeneración solar. Los resultados mostraron que, en Guangzhou (China), el ahorro de electricidad anual específico de este sistema es de hasta 170.6 kWh/m², que es un 17.3 % más alto que el de un sistema fotovoltaico convencional. El análisis paramétrico de este estudio sugiere aumentar el área de campo solar con el fin de reducir el periodo de recuperación de la inversión. Una vez establecida el área máxima del campo solar (600 m²), el período de recuperación mínimo y el ahorro máximo de electricidad se obtienen de 40 kW y 180 kW, respectivamente. Este estudio es útil para el desarrollo de sistemas de trigeneración solar basados en colectores térmicos fotovoltaicos y ahorro energético en ciudades modernas.

Además, (Bellos y Tzivanidis, 2021b) llevaron a cabo el análisis detallado de un sistema de trigeneración impulsado por energía solar de forma dinámica. Los colectores solares cilindro-parabólicos están acoplados a un tanque de almacenamiento sensible y alimentan una unidad de trigeneración que incluye un ciclo orgánico Rankine para la producción de electricidad y una bomba de calor de absorción para la producción de calefacción y refrigeración. La bomba de calor de absorción es impulsada por el calor residual del condensador del ciclo orgánico Rankine que funciona a 120°C. Los resultados muestran que el sistema fue capaz de operar de manera eficiente durante 8 meses, desde marzo hasta octubre con una eficiencia energética media anual del 36.43 %.

Más adelante, (Bellos y Tzivanidis, 2021c) realizaron el análisis paramétrico de un sistema de trigeneración alimentado por energía solar ideal para el sector de la construcción que produce calor útil, electricidad y refrigeración. La unidad examinada es impulsada por 100 m² de colectores cilindro-parabólicos que se combinan con un tanque de almacenamiento sensible con aceite térmico. Un ciclo orgánico de Rankine se alimenta de la producción de calor útil solar y produce electricidad mientras que una parte de su energía impulsa un ciclo de compresión de vapor con R290. La calefacción también se produce mediante intercambiadores de calor separados en el circuito solar. Para el escenario nominal de producción de refrigeración de 10 kW a 5 °C y producción de calefacción de 10 kW a 60 °C, el sistema produce 6.14 kW de electricidad, mientras que las eficiencias de exergía y energía se encuentran en 12.14 % y 37.34 % respectivamente. Suponiendo que el sistema opera 2500 horas al año, el período de recuperación simple de la inversión fue calculado en 8.5 años.

Capítulo 3

3. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN TERMOSOLAR DE BAJA TEMPERATURA

La integración de la energía termosolar debe resultar económicamente atractiva para competir con los combustibles fósiles y además tiene que ser flexible de tal manera que pueda ser aplicada a varios escenarios reales donde existen limitaciones espaciales, económicas, de operación y ambientales. A causa de estas limitantes se presenta una restricción en la cantidad de energía solar que se puede suministrar a un proceso y con ello la fracción solar.

3.1. CONSUMO DE ENERGÍA DEL SECTOR INDUSTRIAL

Gran parte de la demanda de energía es consumida por el sector industrial (50 % del consumo mundial de energía). La mayor parte de la energía destinada a la industria se usa en los sectores de construcción, agricultura, minería y manufactura (Mekhilef et al., 2011). Diversos estudios demuestran que los responsables de la actual demanda energética industrial son los motores eléctricos, compresores y calentadores (Saidur y Mekhilef, 2010), (Saidur y Mahlia, 2010), (Saidur, 2010), (Saidur, Rahim, et al., 2010), (Saidur, Rahim, Ping, et al., 2009), (Saidur, Rahim, Masjuki, et al., 2009), (Saidur, Ahamed, et al., 2010). En la Figura 3.1, se muestra el consumo energético industrial previsto para el año 2030 (Mekhilef et al., 2011)

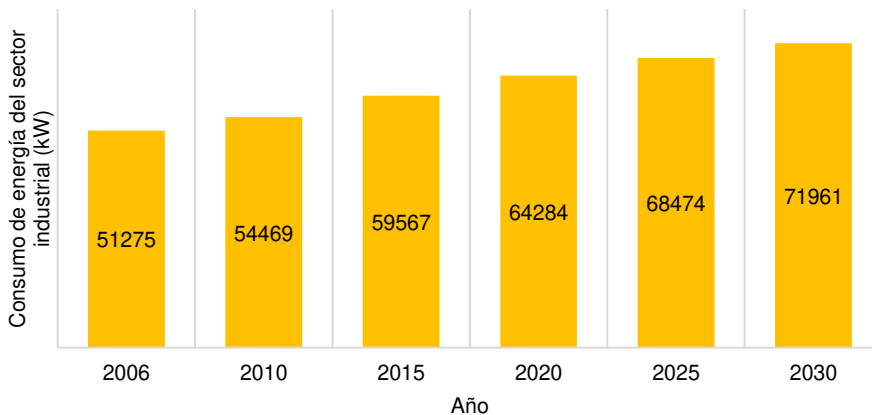


Figura 3.1 Tendencia del consumo energético del sector industrial a nivel global.

Casi la totalidad de los sistemas industriales de energía dependen de la quema de combustibles fósiles para la generación de la energía térmica. Tres cuartas partes de la energía utilizada en la industria es calor de proceso. Aproximadamente el 30% del calor del proceso es de baja temperatura (por debajo de 150 ° C), el 22% es temperatura media (150 ° C - 400 ° C) y el 48% es temperatura alta (por encima de 400 ° C) (IEA, 2017a). En la Tabla 1.1 se presentan algunos procesos industriales y la temperatura a la que operan (Kalogirou, 2003).

Debido al aumento del precio de los combustibles tradicionales y los daños ambientales el sector industrial se ve obligado a desapegarse del uso de combustibles fósiles y buscar la integración de sistemas limpios, los cuales garantizan una reducción importante en las emisiones de CO₂ (Mekhilef et al., 2011).

De todas las fuentes renovables de energía, la energía solar recibe la mayor atención debido a las diferentes opciones de aplicación industrial que presenta. La energía solar es abundante, gratis y limpia. Debido a esto han existido grandes intentos por integrar la tecnología solar en la industria en dos sectores: calentamiento solar y generación de electricidad. Las aplicaciones más comunes en las que se ve involucrada la energía solar son en el calentamiento de agua, producción de vapor, procesos de secado y deshidratación, precalentamiento, concentración, pasteurización, esterilización, lavado, limpieza, reacciones químicas, espacios de calentamiento, comida, plásticos, construcción, textiles y comercios (Muneer et al., 2006), (Camargo Nogueira et al., 2016), (Oliveti et al., 2014).

Tabla 3.1 Procesos industriales por nivel de temperatura. Fuente: (Koçak et al., 2020)

Industria	Proceso	Temperatura (°C)
Lechera	Presurización	60-80
	Esterilización	100-120
	Secado	120-180
	Concentradores	60-80
	Agua de alimentación a calentadores	60-90
Enlatados	Esterilización	110-120
	Pasteurización	60-80
	Cocción	60-90
	Blanqueado	60-90
Textil	Blanqueado, Pintado	60-90
	Secado, Desengrasado	100-130
	Pintado	70-90
	Fijación	160-180
	Estampado	80-100
Papel	Cocción y Secado	60-80
	Agua de alimentación a calentadores	60-90
	Blanqueado	130-150
Química	Jabones	200-260
	Plásticos sintéticos	150-200
	Proceso de calentamiento	120-180
	Pre calentamiento de agua	60-90
	Lavado, Esterilización	60-90
Carne	Cocción	90-100
	Lavado, Esterilización	60-80
Bebidas	Pasteurización	60-70
	Esterilización	60-80
Harinas y subproductos	Rayos de termo difusión	80-100
Maderera	Secado	60-100
	Pre calentamiento de agua	60-90
	Preparación de la pulpa	120-170
	Curado	60-140
Plásticos	Preparación	120-140
	Destilación	140-150
	Separación	200-220
	Estiramiento	140-160
	Secado	180-200
	Doblado	120-140

3.2. TECNOLOGÍA TERMOSOLAR

Una clasificación de este tipo de sistemas solares activos puede ser en función del nivel de temperaturas de funcionamiento:

- **Sistemas de alta temperatura:** Con temperaturas superiores a los 400 °C, mediante sistemas de receptor central (centrales de torre) y discos

parabólicos, son utilizados en centrales termosolares. Las centrales de torre se caracterizan porque el sistema colector está compuesto por un grupo de concentradores individuales llamados helióstatos que dirigen la radiación solar concentrada hacia un receptor central, normalmente situado a una cierta altura en una torre (Paredes, 2012). Los discos parabólicos se componen de un reflector con forma de paraboloide de revolución, un receptor situado en el foco de dicho paraboloide y un sistema de generación eléctrica compacto (motor o turbina más alternador), que suele formar un solo bloque con el receptor. La radiación solar concentrada por el paraboloide incide sobre el receptor, donde se convierte en energía térmica que permite generar electricidad en el sistema generador. Un ejemplo de esta instalación se observa en la Figura 3.2.



Figura 3.2 Planta de energía termosolar de Abengoa en Sanlúcar la Mayor. Fuente: (Periódico El País, 2015).

- **Sistemas de media temperatura:** En este tipo de sistemas, el rango de temperatura máximo está cercano a los 400 °C. Están asociados a procesos industriales y se utilizan colectores cilíndricos parabólicos, que están

compuestos de un espejo cilindro-parabólico que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor colocado en la línea focal de la parábola. La radiación solar concentrada produce el calentamiento del fluido que circula por el interior del tubo receptor (Roldán, 2019). Un ejemplo de instalación se observa en la Figura 3.3



Figura 3.3 Campo de concentradores cilindro-parabólicos que suministran calefacción y refrigeración. Fuente: (Weiss & Spörk-Dür, 2019)

- **Sistemas de baja temperatura:** El rango de temperatura de funcionamiento, se encuentra por debajo de los 150 °C. Este tipo de instalaciones utilizan colectores planos y se localizan en edificios de viviendas y del sector terciario, como hoteles y oficinas. Ver ejemplo de instalación en la Figura 3.4.



Figura 3.4 Proyecto ESCO de la mina de cobre Gaby. Fuente: (Appsol, 2021).

3.3. COMPONENTES DE UNA INSTALACIÓN TERMOSOLAR

Los componentes de una instalación termosolar son: la red de colectores solares (sistema de captación), el almacenamiento térmico (sistema de acumulación), el sistema de control de operación del dispositivo termosolar, el respaldo auxiliar del sistema solar (bomba de calor u otro), los intercambiadores de calor y el bombeo de la instalación.

En la Figura 3.5, se muestra el diagrama de una instalación termosolar convencional integrada a un proceso de precalentamiento de una caldera para generar agua caliente o vapor.

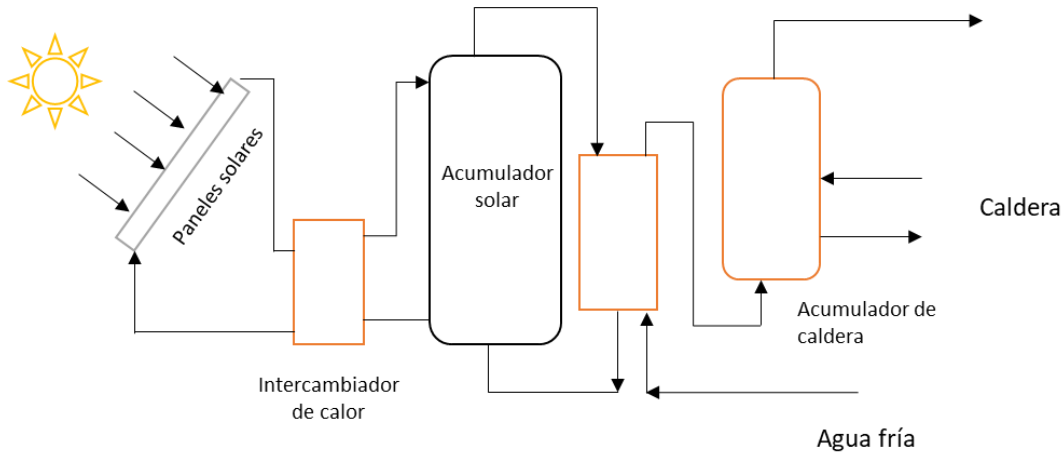


Figura 3.5 Instalación termosolar convencional.

3.4. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE LA INSTALACIÓN TERMOSOLAR

En la Figura 3.6 se muestra el esquema propuesto para el diseño de la instalación termosolar para proporcionar el calor del proceso.

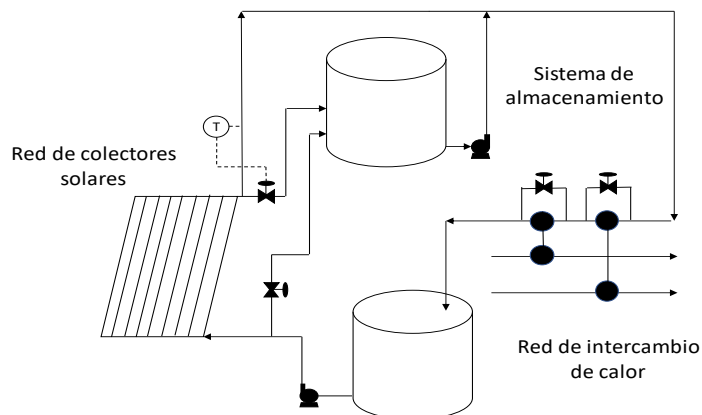


Figura 3.6 Configuración de la instalación termosolar propuesta.

El diseño de una instalación termosolar debe cumplir con la carga térmica del proceso de manera parcial o total, al nivel de temperatura requerido por el mismo, de manera rentable. La metodología propuesta se realiza en algunas etapas de manera simultánea y se retroalimenta hasta alcanzar las mejores condiciones para el diseño final. A continuación, se mencionan las etapas del diseño:

- Análisis del recurso solar disponible.
- Estudio del requerimiento energético del proceso.
- Diseño de la instalación termosolar (red de colectores solares, tanque de almacenamiento térmico, etc.)
- Evaluación de costos.
- Cuantificación de las emisiones de CO₂.
- Análisis de múltiples escenarios de operación.

3.4.1. CUANTIFICACIÓN DEL RECURSO SOLAR DISPONIBLE

Para llevar a cabo la integración de la energía termosolar a un proceso industrial es importante cuantificar el recurso solar disponible en la región, esto con el fin de determinar la temperatura máxima a la salida de la red de colectores solares, el tiempo de suministro a la temperatura objetivo y el tamaño de la red.

En la Figura 3.7, se muestra el comportamiento de la irradiación para cuatro meses típicos de cada una de las estaciones del año (primavera, verano, otoño e invierno) a cielo despejado. La menor contribución solar, tanto en términos de irradiancia como irradiación global, ocurre en los meses invernales. Por otra parte, el mes de abril y agosto muestran el mayor pico de irradiancia, aportando la mayor contribución potencial. Los datos de irradiancia y otras variables ambientales (temperatura ambiente y velocidad del viento) fueron tomados de la estación meteorológica del Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de Guanajuato, México (Martínez-Rodríguez y Fuentes-Silva, 2021). La localización geográfica de la estación meteorológica es en la ciudad de Guanajuato, a una latitud de 21°01'0"N, longitud 101°15'24"O, a una elevación del nivel de la mar media de 2 000 msnm, huso horario del centro, UTC-6 y en verano UTC-5.

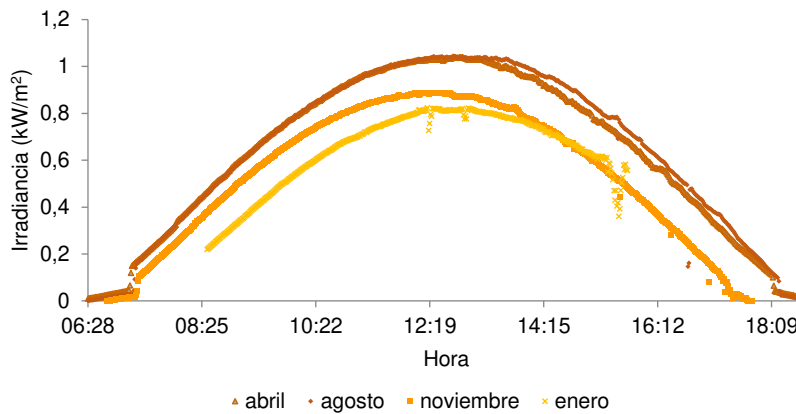


Figura 3.7 Componentes de la irradiancia total media de 4 meses en Guanajuato.

3.4.2. REQUERIMIENTOS ENERGÉTICOS DEL PROCESO

El conocimiento de las cargas térmicas del proceso, los niveles temperatura que maneja en sus equipos y el tiempo de operación de estos es fundamental al momento de realizar la integración de energía termosolar, ya que permite conocer la cantidad y calidad de energía requerida por el proceso. En la Figura 3.8 se hace referencia a los requerimientos energéticos de un proceso industrial y a la disponibilidad solar, con el fin de empatar dichos requerimientos y poder integrar la

energía termosolar. En el inciso a) se representa un proceso continuo y se aprecia que la demanda de energía del proceso está por encima de la cantidad que se capta con la superficie disponible (1000 m²), para lograr abastecer la carga térmica se aumentaría el área de captación o seleccionaría otra tecnología. En el inciso b) se muestra un proceso por lotes donde se observa que el requerimiento de energía puede ser proporcionado en su totalidad por energía solar.

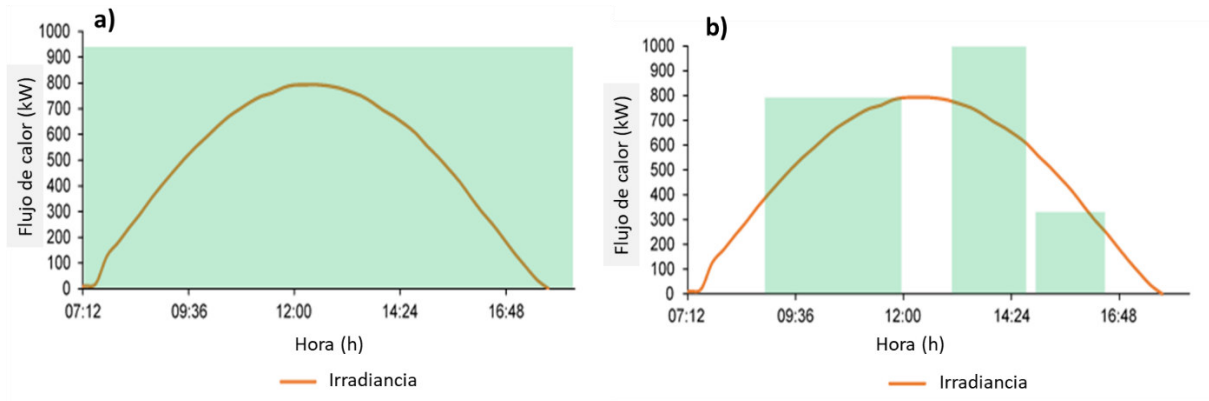


Figura 3.8 Requerimiento de energía térmica de un proceso (área verde) y radiación disponible (curva naranja) para un proceso continuo (a) y un proceso por lotes (b).

3.4.3. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN TERMOSOLAR

3.4.3.1. Diseño de la red de colectores solares de baja temperatura

La integración de la energía solar en un proceso industrial presenta un reto, que reside en, garantizar el suministro de la utilidad caliente a un proceso, considerando la variabilidad y disponibilidad del recurso solar en cada región. La eficiencia y el alcance de las tecnologías solares para aplicaciones industriales deben determinarse tomando en cuenta la influencia de las condiciones ambientales del lugar sobre el recurso energético disponible.

El diseño de la red de colectores solares está basado en la metodología propuesta por (Martínez-Rodríguez et al., 2021), buscando abastecer la carga térmica al nivel de temperatura requerido por el proceso. Las variables de diseño de la red de

colectores solares de baja temperatura son: las condiciones de operación del proceso (temperatura y carga térmica requerida), los parámetros ambientales (irradiancia y temperatura ambiente), dimensiones geométricas y características de los materiales del colector de placa plana, las propiedades del fluido de trabajo, y las condiciones de operación de la red (flujo y temperatura de alimentación). El modelo térmico está representado por las Ec. (3.1), (3.2) y (3.3), que resultan de balance de energía realizado al colector para determinar la temperatura de salida.

$$G\tau\alpha A_s - U_L(T_s - T_{amb})A_s - mC_p(T_{out} - T_{in}) = 0 \quad (3.1)$$

$$h_{cw}A_s \frac{T_{in}-T_{out}}{\ln\left(\frac{T_s-T_{out}}{T_s-T_{in}}\right)} - mC_p(T_{out} - T_{in}) = 0 \quad (3.2)$$

$$h_{csc+rsc}(T_s - T_c) - U_L(T_s - T_{amb}) = 0 \quad (3.3)$$

Donde G es la irradiancia (en W/m^2), τ es la transmitancia (adimensional), A_s es el área absorbadora (en m^2), U_L es el coeficiente global de pérdidas de calor (en W/m^2 °C), T_s es la temperatura de la superficie absorbadora (en °C), T_{amb} es la temperatura ambiente (en °C), m es el flujo másico (en kg/s), C_p es la capacidad calorífica (en kJ/kg °C), T_{out} es la temperatura de salida (en °C), T_{in} es la temperatura de entrada (en °C), h_{cw} es el coeficiente convectivo del agua (en W/m^2 °C), $h_{csc+rsc}$ es la suma de los coeficientes convectivos y radiativos en la superficie en (W/m^2 °C), T_c es la temperatura de la cubierta de vidrio (en °C). El sistema de ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3 puede ser resuelto mediante una aproximación jacobiana, para conocer T_s , T_c y T_{out} .

En la Figura 3.9 se muestra el arreglo de una red de 16 colectores en disposición de 4 x 4, esta configuración se toma con el fin de ejemplificar cualquier tipo de arreglo paralelo-serie. Generalizando el arreglo para cualquier red de colectores se puede denotar como $m \times n$, en donde se muestran las líneas en paralelo que deben ser colocadas (m) y el número de colectores conectados en serie (n). De esta

manera se logra cumplir el nivel de temperatura y la carga térmica requerida para el proceso, de estos, el primero se logra al conectar n colectores en serie y el segundo se logra por medio de la determinación de ramales.

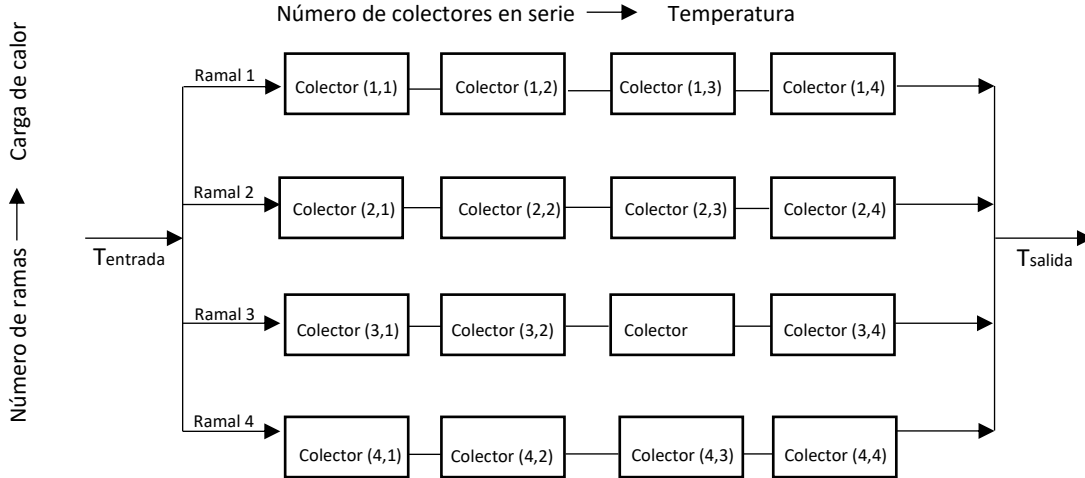


Figura 3.9 Estructura de una red solar de 16 colectores.

Se establece que el número mínimo de colectores en serie que pueden ser conectados requiere una mínima diferencia entre la temperatura de salida del fluido del colector T_o (en °C) y la temperatura del fluido a la entrada al colector T_i (en °C) igual o mayor a 1 °C, generalizando esta diferencia para cualquier colector o serie se tiene la Ec. (3.4)

$$\Delta T = T_o^n - T_o^{n-1} \tag{3.4}$$

En donde el superíndice n hace referencia a la temperatura de salida del enésimo elemento y $n-1$ se refiere a la temperatura de salida de uno menos el enésimo elemento (en °C). Un esquema simple de una serie de n colectores puede observarse en la Figura 3.10.

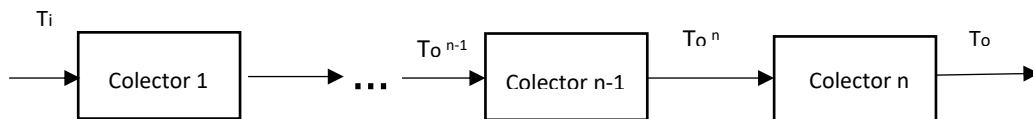


Figura 3.10. Serie de n colectores.

El número de ramales o líneas en paralelo que deben incorporarse a la red se calcula para abastecer la carga térmica del proceso mediante la Ec. (3.5)

$$N_p = \frac{Q_i}{Q} \quad (3.5)$$

Donde Q_i es la carga térmica que aporta una serie de n colectores conectados en serie (en kW) y Q es la carga térmica total requerida por el proceso, ya sea para cubrirla parcial o totalmente (en kW).

El número total de colectores solares que conforman el campo solar o la red de colectores solares, N_c , se obtiene de la Ec. (3.6).

$$N_c = N_p N_s \quad (3.6)$$

Donde N_s es el número de colectores en serie y N_p es el número ramales en paralelo.

Para conocer la superficie de captación de la red de colectores solares se calcula con la Ec. (3.7)

$$A_{RCS} = LWN_c \quad (3.7)$$

Donde A_{RCS} es el área de la red de colectores solares (en m²), N_c es el número de colectores, L es el largo (en m) y W es el ancho del colector solar (en m).

Para determinar el costo de la red de colectores, C_{RCS} (en USD), se emplea la Ec. (3.8) (Lizárraga-Morazán et al., 2020):

$$C_{RCS} = N_c \left[\gamma_0 + \frac{A_t N_t}{\pi} \left(\gamma_1 d + \gamma_2 + \frac{\gamma_3}{d} \right) + WL\gamma_4 + \gamma_{10} \frac{\dot{m}L\mu}{\pi\rho d^4} \right] + \gamma_5 \left(\frac{\dot{m}H_b}{e_{ff}} \right) \quad (3.8)$$

Donde N_c es el número de colectores, A_t es el área lateral del tubo, N_t es el número de tubos, d es el diámetro interno de un tubo, W y L son el ancho y largo de un colector solar, H_b y e_{ff} es la carga y la eficiencia de la bomba respectivamente. Los términos γ_i son los siguientes: 6,768.82 (en USD); 202,822.47 (en USD / m³); -1,576.96 (en USD / m²); 32.576 (en USD / m); 994.1 (en USD / m²); 3.52 (en USD h m⁻¹ kg⁻¹); 0.14 (en h² / m⁵); 0.45 (en h / m²); 1 adimensional, 0.54 (en m) y 261.61 (en USD m h² / kg), respectivamente.

3.4.3.2. Sistema de almacenamiento térmico

El costo del sistema de almacenamiento térmico representa el 30 % del costo de la instalación termosolar (Karagiorgas et al., 2001), la operación de este sistema resulta fundamental para almacenar calor, amortiguar las fluctuaciones de la variabilidad medio ambiental e incrementar la fracción solar del proceso cuando hay un desfase entre la producción y demanda energía. Para determinar el tamaño del sistema de almacenamiento térmico, V_{SAT} , se tiene la Ec. (3.9) (Yang et al., 2014):

$$V_{SAT} = \frac{3600 Q t}{C_p \Delta T_{SAT} \rho eff_{SAT}} \quad (3.9)$$

En la Ec. (3.9), Q es la carga de calor total a almacenar en el día (en kW), t es el tiempo almacenamiento del sistema (en h), C_p es la capacidad calorífica del fluido de trabajo (en kJ / kg °C) y ρ es la densidad del fluido térmico (en kg / m³), en este caso agua, y ΔT_{SAT} y eff_{SAT} son la variación de temperatura del sistema de almacenamiento térmico (en °C) y la eficiencia de este (adimensional).

El tamaño, tiempo de almacenamiento y costo del sistema de almacenamiento está condicionado por el dimensionamiento de la red de colectores y la operación del dispositivo termosolar. A continuación, se muestra la Ec. (3.10) utilizada para determinar el costo del almacenamiento, C_{SAT} (en USD) (Yang et al., 2014).

$$C_{SAT} = 5800 + 1600 V_{SAT}^{0.7} \quad (3.10)$$

3.4.4. EVALUACIÓN DE COSTOS

Es importante evaluar los siguientes costos:

3.4.4.1. Costos actualizados

El costo actualizado de un sistema, proceso o equipo está relacionado con el índice de costos del año en que se calculó el costo del equipo y el índice de costos del año actual. Para el caso de estudio seleccionado los valores de las ecuaciones fueron calculados para el año 2010. El costo actualizado del sistema se obtiene al multiplicar los costos obtenidos por el valor de la razón que existe entre el índice de costo para el 2019 ($I_{C\ 2019}$) y el índice de costo del 2010 ($I_{C\ 2010}$), que son 607.5 y 550.8, respectivamente (Smith, 2005), como se aprecia en la Ec. (3.11).

$$I_A = \frac{I_{C\ 2019}}{I_{C\ 2010}} \quad (3.11)$$

Un método para comparar la magnitud de una inversión de capital en dólares con un flujo de ingresos en el futuro es convertir el costo de capital en una carga anual futura. El cálculo se realiza con la Ec. (3.12) (Smith, 2005), donde i es el interés anual y n el número de años de vida útil de un equipo o de una red de equipos o proceso en general.

$$f_A = C_T * \left[\frac{i*(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (3.12)$$

3.4.4.2. Costo total de la instalación termosolar

El costo total de la instalación termosolar ($C_{T\ RCS}$, en USD) puede ser calculado a partir de la Ec. (3.13), esta incluye el costo total de la red de colectores solares (C_{RCS}) y el costo total del sistema de almacenamiento térmico (C_{SAT}), incluyendo dentro de este último el costo del sistema de bombeo.

$$C_{T RCS} = C_{RCS} + C_{SAT} \quad (3.13)$$

La Ec. (3.14) es utilizada para calcular el costo total anualizado ($C_{TA RCS}$) al obtener el producto de la carga anual futura (f_A) por el costo total de la instalación termosolar ($C_{T RCS}$). Para nuestro caso de estudio los costos fueron anualizados considerando una tasa de interés fijo del 5 % y un periodo de amortización de 25 años. Lo anterior permite conocer los costos por año para ese plazo de tiempo.

$$C_{TA RCS} = f_A C_{T RCS} \quad (3.14)$$

3.4.4.3. **Payback o plazo de recuperación de la inversión**

El *payback* es un criterio para evaluar inversiones que se define como el periodo de tiempo requerido para recuperar el capital inicial de una inversión (Canales, 2015). Es un parámetro simple, pero importante en la evaluación de inversiones y puede ser calculado a partir de la Ec. (3.15).

$$Payback = \frac{I}{F} \quad (3.15)$$

Donde I es la inversión inicial del proyecto (en USD) y F es el valor del flujo de caja (en USD). En este caso se consideran los ahorros de los combustibles fósiles como el valor de flujo de caja.

3.4.4.4. **Costo del kWh nivelizado**

El análisis de costos sobre la base del costo nivelado de la energía es un método generalizado para comparar diferentes tecnologías de generación de energía. Este enfoque compara los costos totales en referencia a un sistema de suministro de energía con la energía suministrada por este sistema durante su vida útil.

3.4.5. EVALUACIONES DE LAS EMISIONES DE CO₂

En la literatura existen diversos países que cuentan con bases de datos o compendios de factores de emisión, los cuales en todos los casos han sido determinados experimentalmente. La determinación de factores de emisión para fuentes fijas dependerá de la actividad económica a la cual se dedique la industria, del tipo de combustible utilizado, los equipos, del proceso de combustión (en caso en que lo haya) y de las tecnologías de control de emisiones. El factor que se usó en este estudio fue: 0.203 kgCO₂/kWh para gas natural y un equipo de combustión fijo (Ministerio para la Transición Ecológica, 2018).

Capítulo 4

4. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AGUA/BROMURO DE LITIO

Los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar de acuerdo con el tipo de energía aportada, por ejemplo, existen versiones de ciclo de refrigeración por absorción de llama directa donde el calor es aportado por un quemador de combustible, también existen versiones alimentadas por medio de agua caliente (Nikbakhti et al., 2020); la energía que se encuentra contenida en el agua caliente puede provenir de un sistema termosolar, equipos de cogeneración o alguna fuente de calor residual (Razmi et al., 2019).

Los sistemas de refrigeración por absorción se han dividido en dos grandes grupos, dependiendo del refrigerante y absorbente a utilizar (Almasri et al., 2022). El primero de ellos utiliza una solución de amoníaco y agua, siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente. El otro grupo emplea una solución de Bromuro de litio (LiBr) con agua, donde esta actúa como refrigerante y las sales de LiBr como absorbente (Mohtaram et al., 2019). En el presente estudio la mezcla H₂O-LiBr fue seleccionada para el sistema de refrigeración por absorción.

4.1. PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE Y EL ABSORBENTE

El Bromuro de litio, cuya estructura química se muestra en la Figura 4.1, es un compuesto químico de Litio y Bromuro. Debido a su alta absorción de agua se usa como un agente de secado en acondicionadores de aire (Cárcamo et al., 2016). Su propiedad para atraer moléculas de agua se encuentra presente aun cuando se diluye en agua, esto hace posible su aplicación en sistemas de absorción (Cortés, 2007).

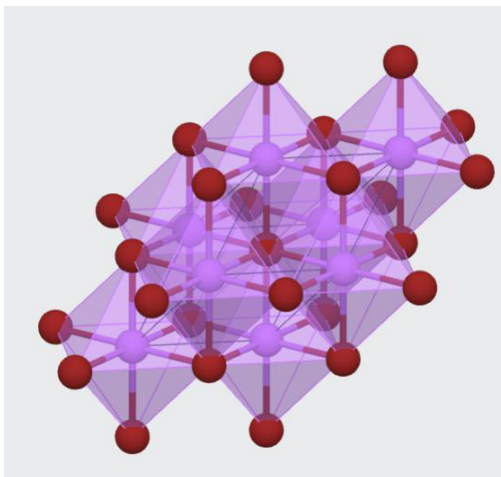


Figura 4.1 Estructura cúbica del LiBr. Los átomos de Bromo se representan de color rojo y los átomos de Litio de color púrpura. Fuente: (Materials Project, 2021)

Algunas propiedades principales del sistema de trabajo H₂O-LiBr se muestran en la Tabla 4.1. El agua es el fluido universal, tiene la característica de ser el líquido con el mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza (Cárcamo et al., 2016).

Tabla 4.1 Propiedades físicas y químicas del LiBr. Fuente: (Cárcamo et al., 2016)

Propiedades Físicas	
Apariencia	Cristales
Densidad	3464 kg/m ³ ; 3.446 g/cm ³
Masa molar	86.845 g/mol
Punto de fusión	552 °C (825 K)
Punto de ebullición	1265 °C (1538 K)
Índice de refracción (n _D)	1.784
Propiedades Químicas	
Solubilidad	145 g/100mL (4 °C)
	166.7 g/100 mL (20 °C)
	254 g/100 mL (90 °C)

Un absorbente es una sustancia que atrae y retiene otros líquidos. En el presente estudio, el absorbente utilizado es una solución acuosa de Bromuro de litio y su

concentración X es una relación entre una masa de un constituyente y la masa de la mezcla (Cortés, 2007) como se muestra en la Ec. (4.1).

$$X = \frac{\text{masa de LiBr}}{\text{masa total de sln}} \tag{4.1}$$

En los sistemas de absorción, como el mostrado en la Figura 4.2, se pueden distinguir dos concentraciones de Bromuro de litio; una de ellas hace referencia a la solución concentrada o fuerte, que es el absorbente, y la solución diluida o débil, que es el resultado de la absorción (Cortés, 2007).

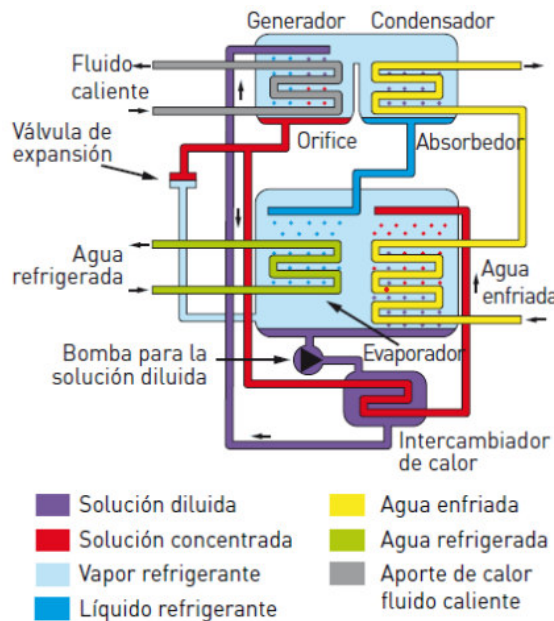


Figura 4.2 Sistema de refrigeración por absorción de H₂O-LiBr de simple efecto. Fuente:(Vicente Soltero, 2015)

La literatura nos indica que las concentraciones fuertes de esta solución varían en el rango de 45 a 70 % para condiciones normales de operación (Patel et al., 2016). Los sistemas que manejan este tipo de fluidos tienen la desventaja que las soluciones pueden sufrir la cristalización cuando su concentración sobrepase la línea de cristalización (Lefebvre et al., 2015), esto se puede observar en el diagrama de la Figura 4.3:

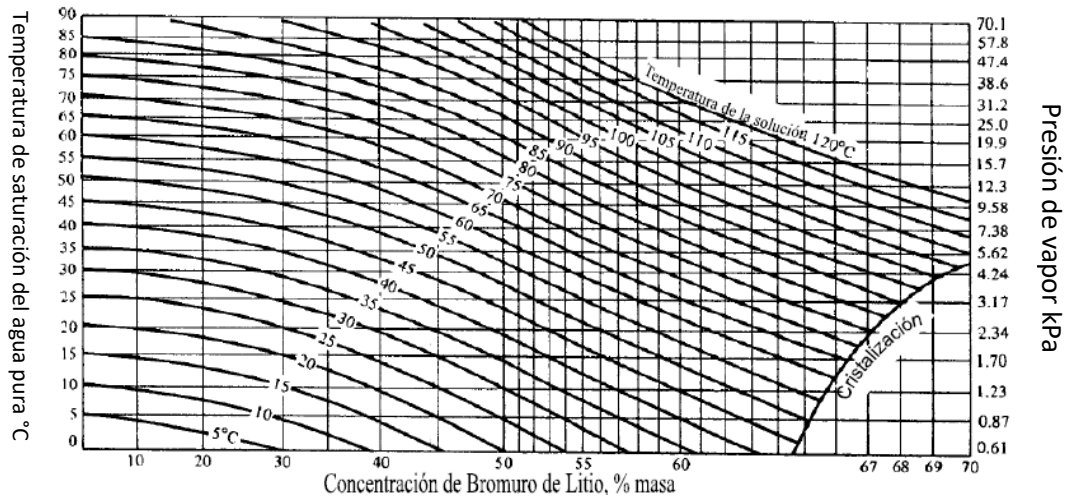


Figura 4.3 Diagrama de temperatura, presión y concentración para soluciones de LiBr saturadas. (Fuente: Cortes-Espinosa, 2007)

La cristalización puede generar un bloqueo de la tubería por la formación de cúmulos de sal, por lo que es necesario utilizar diferentes tipos de aditivos con el fin de evitar este proceso (Florides et al., 2003). Entre los aditivos más comunes se encuentran los organofosforos (compuestos orgánicos a base de Fósforo) ya que no modifican las demás propiedades de las soluciones de Bromuro de litio (Cortés, 2007).

El par de trabajo H₂O-LiBr presenta múltiples ventajas que se enumeran a continuación (Milián, 2018):

- Estas sustancias no son inflamables ni tienen efectos tóxicos.
- Cuando se realiza el proceso de separación en el generador se produce una corriente de vapor de agua que en este caso es pura.
- El agua como medio refrigerante es adecuado gracias a su alto calor latente de vaporización.

En la actualidad, el fenómeno de la cristalización es fácilmente controlable y prevenible cuando se utilizan ciertos tipos de controladores ya sean: de nivel, de

concentración y válvulas automáticas, que impidan que el LiBr se cristalice dentro del sistema, esto se muestra en la Figura 4.4.

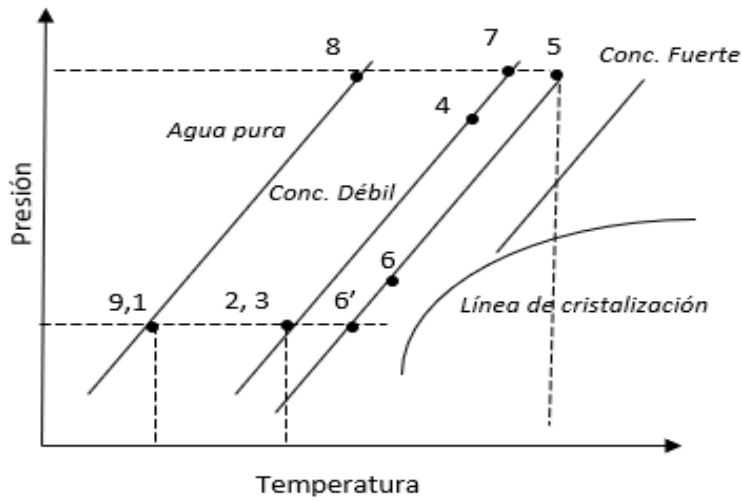


Figura 4.4 Líneas de cristalización en un sistema de absorción. (Fuente: Florides et al, 2003)

La representación gráfica de la entalpía en función de la concentración a diferentes temperaturas se representa en la Figura 4.5.

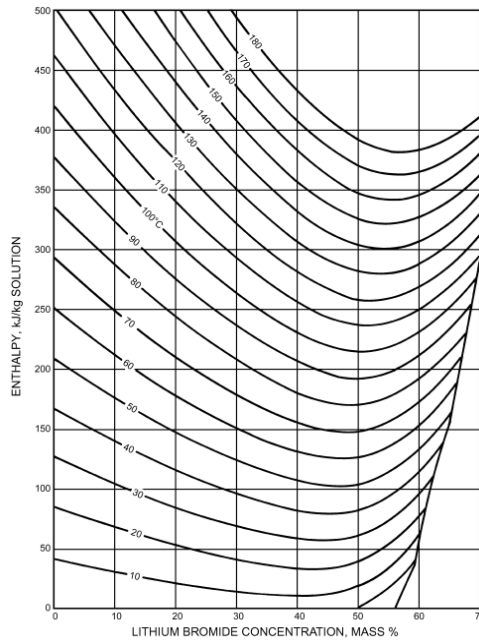


Figura 4.5 Diagrama Entalpía -Concentración para soluciones saturadas de LiBr. Fuente: (ASHARE, 2009).

4.2. IMPLEMENTACIÓN DE ENERGÍAS RENOVABLES

Las energías renovables son aquellas que provienen de recursos naturales que se pueden renovar, una característica importante de estas fuentes de energía es que son inagotables. Además, estas fuentes de energía no generan contaminación al utilizarlas, por lo que también se les conoce como energías limpias o verdes (Hongtao & Wenjia, 2018).

Los sistemas de absorción pueden ser utilizados para la refrigeración y climatización en aplicaciones en las que se dispone de fuentes alternativas de energía (Cárcamo et al., 2016). Estos sistemas pueden realizar su aporte de energía a los concentradores mediante el uso de energías renovables como la eólica, la biomasa y la termosolar (Amiri Rad y Davoodi, 2021) (Karamangil et al., 2010).

Se ha establecido que la energía calorífica se puede utilizar para hacer funcionar un sistema de refrigeración por absorción. Es posible hacer uso de la energía térmica obtenida por medio de colectores para alimentar este sistema, con la posibilidad de tener un reservorio de agua caliente almacenada en tanques térmicos para estar abastecidos en momentos en los que el sol desaparece garantizar el funcionamiento continuo del sistema (Ibrahim et al., 2017).

4.3. MECANISMO DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, la fuente de trabajo es suministrada al compresor por su motor eléctrico, o un motor de combustión a gas, o una turbina. El compresor es usado para comprimir el vapor del refrigerante a una presión mayor. Posteriormente, este vapor se condensa y se evapora a baja presión para extraer calor del medio a ser enfriado (Isaza, 2004). La diferencia entre los sistemas de absorción y los de compresión de vapor, es el método que se usará para transportar el refrigerante de la parte de baja presión del ciclo a la parte de alta

presión; ya que, en lugar de un compresor para realizar dicha acción, el sistema de absorción utiliza un proceso químico (Cortés, 2007).

El vapor del refrigerante fluye hacia el absorbedor, debido a que la presión de vapor de la mezcla es menor que la presión de vapor del refrigerante en el evaporador. El proceso de absorción hace que la mezcla se vuelva cada vez más rica en refrigerante, lo que aumenta la presión de vapor en el absorbedor y existe una tendencia a disminuir el efecto refrigerante. Para compensar lo anterior, se hace pasar la mezcla hacia el generador, haciendo uso de una bomba, ya que el generador está a una presión mayor que el absorbedor y el refrigerante no fluye naturalmente; aquí comienza la zona de alta presión (Castro Gutiérrez et al., 2010).

En un sistema de absorción, la presurización es acompañada por la disolución de un refrigerante en líquido (absorbente) en la sección del absorbedor, posteriormente esta solución es bombeada a alta presión con una bomba de líquido ordinaria. El refrigerante de baja ebullición es extraído de la solución por la adición de calor en el generador (Cortés, 2007). El vapor que funciona como refrigerante recupera su estado líquido en el condensador. En este equipo se reduce la presión. Por otra parte en el evaporador se produce el enfriamiento por medio de la implementación del calor de cambio de fase, el proceso anteriormente descrito se da de forma cíclica (Nikbakhti et al., 2020).

4.4. DISEÑO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION

El ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto fue modelando, considerando que el proceso de separación de la solución $H_2O-LiBr$ es llevado a cabo en solo una etapa, en esta sección se desarrolla la metodología propuesta por (Cárcamo et al., 2016).

En la Figura 4.6 se muestra un esquema del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto con las principales etapas.

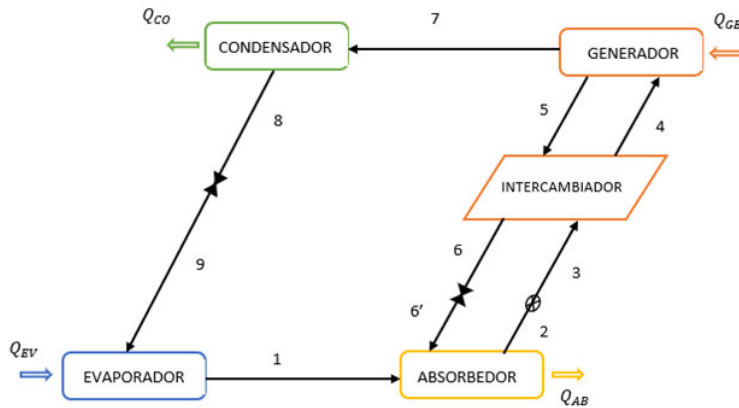


Figura 4.6. Esquema del sistema de refrigeración por absorción

El análisis del ciclo de refrigeración por absorción fue realizado tomando en cuenta las siguientes consideraciones (Cárcamo et al., 2016):

- La operación del sistema se llevó a cabo en estado estable.
- Las corrientes de salida de cada uno de los equipos del sistema se encuentran en condiciones de saturación.
- No existen pérdidas ni ganancias de calor en ninguno de los componentes que conforma el sistema y tampoco de los canales de circulación.
- El proceso llevado a través de las válvulas es isoentálpico.
- La variación de temperatura en el evaporador es despreciable.

La carga térmica es asumida como 1 toneladas de refrigeración, que equivalen a 3.51685 kW en el evaporador.

4.4.1. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Es necesario caracterizar cada uno de los puntos que conforman el sistema de refrigeración, por medio de herramientas como la carta de equilibrio para la solución acuosa del Bromuro de litio, las propiedades termodinámicas del agua, las tablas

de temperatura y entalpía para el Bromuro de litio (Patel et al., 2016) (Handbook-Fundamentals, 2009). Los datos arrojados por estas tablas fueron desarrollados por medio de la Ec. (4.4).

$$T_s = \sum_0^3 [B_n x^n] + T_r \sum_0^3 [A_n x^n] \quad (4.4)$$

Donde: x es la concentración de bromuro de litio (% w), T_s es la temperatura de la solución (en °C) y T_r es la temperatura del refrigerante (en °C).

Los valores reportados de las constantes son:

$A_0 = -2.00755$	$B_0 = 124.937$
$A_1 = 0.16976$	$B_1 = -7.71649$
$A_2 = -3.133362 \cdot 10^{-3}$	$B_2 = 0.152286$
$A_3 = 1.97668 \cdot 10^{-5}$	$B_3 = -7.95090 \cdot 10^{-4}$

La Ec. (4.4) puede ser usada para predecir la temperatura de la solución en las siguientes condiciones:

$$\begin{aligned} -15 \text{ } ^\circ\text{C} < T_r < 110 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 5 \text{ } ^\circ\text{C} < T_s < 175 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Para determinar la entalpía de la solución se tiene la Ec. (4.5), que depende de la temperatura y concentración de la solución.

$$h_s = \sum_0^4 [A_n x^n] + t_s \sum_0^4 [B_n x^n] + t_s^2 \sum_0^4 [C_n x^n] \quad (4.5)$$

Donde h_s es la entalpía específica (en kJ/kg), t_s es la temperatura de la solución (en °C) y x es la concentración en peso de bromuro de litio (% w). Los valores de las constantes correspondientes a la Ec. (4.5) se muestran a continuación:

$A_0 = -20024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = 18.2829$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \cdot 10^{-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.24804184 \cdot 10^{-2}$	$C_2 = -8.1313015 \cdot 10^{-5}$
$A_3 = 6.30 \cdot 10^{-2}$	$B_3 = -4.034184 \cdot 10^{-4}$	$C_3 = 9.9116628 \cdot 10^{-7}$
$A_4 = -2.913705 \cdot 10^{-4}$	$B_4 = 1.8520569 \cdot 10^{-6}$	$C_4 = -4.441207 \cdot 10^{-9}$

La Ec. (4.5) puede ser usada en los siguientes rangos de condiciones:

$$40 \% < x < 70 \% \text{ LiBr}$$

$$15 \text{ }^\circ\text{C} < t_s < 165 \text{ }^\circ\text{C}$$

La eficiencia de intercambio de calor entre las corrientes (P) puede calcularse como se muestra en la Ec. (4.6).

$$P = \frac{T_6 - T_5}{T_3 - T_5} \quad (4.6)$$

4.4.2. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

El flujo másico en cada uno de los componentes del sistema fue determinado a partir de un balance de materia y energía. Es importante tener en cuenta que los balances de energía que corresponden a las etapas individuales hacen referencia únicamente a magnitudes caloríficas y entalpías, con excepción en la bomba, ya que en esta intervienen presiones.

Evaporador

Con este equipo se inician los balances ya que contamos con la carga térmica y es el punto de partida para nuestro estudio.

$$Q_{eva} = \dot{m}_1(h_1 - h_9) \quad (4.7)$$

Donde Q_{eva} es la carga térmica del evaporador (en kW), h_1 es la entalpia de la corriente de salida (en kJ/kg) y h_9 es la entalpia de la corriente a la salida (en kJ/kg). Despejando la Ec (4.7) se obtiene una ecuación para el flujo másico en el punto 1, esta se reporta en la Ec. (4.7a):

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{eva}}{(h_1 - h_9)} \quad (4.7a)$$

Absorbedor

Del balance de materia en esta operación es posible obtener las Ec. (4.8) y (4.9)

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale} \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_{6'} = \dot{m}_2 \quad (4.9)$$

Es necesario realizar el balance de masa considerando la concentración de agua en el absorbedor, por lo que se plantea la Ec. (4.10)

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{6'} x_6 = \dot{m}_2 x_2 \quad (4.10)$$

Donde la concentración de agua en $x_1 = 99.5\%$, $x_2 = 48\%$, $x_6 = 52\%$. Sustituyendo los valores anteriores en la Ec. (4.10), tenemos la Ec. (4.10a)

$$\dot{m}_1 x_1 + (\dot{m}_2 - 0.7668) x_{6'} = \dot{m}_2 x_2 \quad (4.10a)$$

Intercambiador de calor

El balance de materia en este equipo se muestra en las Ec. (4.11) y (4.12)

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \quad (4.12)$$

El balance de energía en el intercambiador de calor se resume en la Ec. (4.13)

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3 \quad (4.13)$$

Donde h_3 y h_5 son las entalpías de las corrientes de entrada del intercambiador y h_4 y h_6 son las entalpías de las corrientes a la salida (en kJ/kg). Una vez identificado cada uno de los flujos másicos del sistema se realiza el cálculo de los calores en los distintos componentes.

4.4.3. DETERMINACIÓN DE LOS CALORES EN LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

Evaporador

Con este valor ya se cuenta porque es el establecido desde el inicio.

$$Q_{eva} = 3.51685 \text{ kW} = 3.51685 \text{ kJ/s}$$

Los balances de energía para cada uno de los componentes del sistema se muestran en las Ec. (4.14 – 4.22).

Absorbedor

$$E_{entra} = E_{sale} \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{entra} h_{entra} = \dot{m}_{sale} h_{sale} \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_6 h_6 + Q_{AB} + \dot{m}_2 h_2 \quad (4.16)$$

Generador

$$E_{entra} = E_{sale} \quad (4.17)$$

$$m_{entra} h_{entra} = m_{sale} h_{sale} \quad (4.18)$$

$$\dot{m}_4 h_4 + Q_{Ge} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5 \quad (4.19)$$

Condensador

$$E_{entra} = E_{sale} \quad (4.20)$$

$$m_{entra} h_{entra} = m_{sale} h_{sale} \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = Q_{CO} + \dot{m}_8 h_8 \quad (4.22)$$

4.4.4. DETERMINACIÓN DEL TRABAJO DE LA BOMBA

Una vez obtenidas las cargas térmicas de cada uno de los componentes del sistema se calcula el trabajo realizado por la bomba a partir de la Ec. (4.23).

$$w_B = \frac{\dot{m}_2 (P_3 - P_2)}{\gamma_{sln}} \quad (4.23)$$

Donde: $\dot{m}_2 = 69.30 \text{ Kg/h} = 0.0193 \text{ Kg/s}$, $P_3 = 7.4 \text{ kPa}$ y $P_2 = 1.2 \text{ kPa}$.

Se tiene que la ecuación de densidad para la solución H₂O-LiBr es la mostrada en la Ec. (4.24) (Cárcamo et al., 2016).

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264) \quad (4.24)$$

Donde: T_s es la temperatura de la solución (en °C) ρ_s es la densidad de la solución (en kg/m³) y x es la concentración de bromuro de litio (% w).

4.4.5. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

El último paso para el diseño del ciclo de refrigeración solar por absorción es el cálculo del coeficiente de operación o coeficiente térmico de funcionamiento por medio de la Ec. (4.25).

$$COP = \frac{Q_{Ev}}{Q_{GE} + W_B} \quad (4.25)$$

4.5. DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA

Cuando son obtenidos los respectivos valores termodinámicos de las corrientes establecidas en el ciclo de absorción, el siguiente paso es obtener el dimensionamiento del área que cada componente necesita con el fin de lograr la transferencia de calor.

4.5.1. ECUACIONES BÁSICAS DE DISEÑO

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos que se encuentran a diferente temperatura (Cortés, 2007). Usualmente son utilizados en el calentamiento o enfriamiento corrientes de proceso, algunas aplicaciones típicas se tienen en evaporadores, condensadores y/o en sistemas de recuperación de calor (Kakaç & Liu, 2002).

Para dimensionar un equipo de transferencia de calor es necesario seguir los pasos a continuación (Coulson & Richardson, 2005):

1. Calcular Q de cada equipo.
2. Calcular ΔT_m .
3. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor U.
4. Determinar el área de transferencia.

Cuando se realiza el análisis de transferencia de calor es conveniente establecer un valor promedio correspondiente a la diferencia de temperatura entre los fluidos frío y caliente (Cortés, 2007). La ecuación general para la transferencia de calor a través de una superficie se representa en la Ec. (4.26) (Coulson & Richardson, 2005):

$$Q = A * U * \Delta T_m \quad (4.26)$$

Donde: A es el área de transferencia de calor (en m^2), Q es la carga térmica del equipo (en kW), U es el coeficiente global de transferencia de calor (en $kW/m^2 \text{ } ^\circ C$), ΔT_m es la diferencia de temperatura media logarítmica (en $^\circ C$).

La ΔT_m se puede obtener con Ec. (4.27):

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.27)$$

El coeficiente global de transferencia de calor (U) es un parámetro que indica la facilidad con que se transfiere calor a través de un sistema de resistencias térmicas en un área determinada, para el caso de los intercambiadores de calor se encuentra referenciado hacia el área exterior de los tubos (Bergman et al., 2010). La Ec. (4.28) fue desarrollada para calcular U en intercambiadores sin aletas, considera los valores de los coeficientes de transferencia de calor internos y externos, los factores de ensuciamiento y los parámetros geométricos (Coulson & Richardson, 2005).

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 * k_w} + \frac{d_o}{d_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{id}} \right) \quad (4.28)$$

Donde: h_i es el coeficiente de transferencia de calor de los tubos (en $kW/m^2 \text{ } ^\circ C$), h_o es el coeficiente de transferencia de calor de la coraza (en $kW/m^2 \text{ } ^\circ C$), h_{id} es el coeficiente de suciedad o resistencia en los tubos (en $kW/m^2 \text{ } ^\circ C$), h_{od} es el coeficiente de suciedad o resistencia en la coraza, k_w es la conductividad térmica

del material (en kW/m °C), d_i es el diámetro interior del tubo (m) y d_o es el diámetro exterior del tubo.

El inconveniente principal para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, son los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor interior (h_i) y exterior (h_o) (Cortés, 2007). Sin embargo, para este estudio se utilizaron valores del coeficiente global de transferencia de calor para cada uno de los equipos que han sido reportados en la literatura a partir de estudios previos.

4.6. COSTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Evaluar la rentabilidad del proyecto y diferentes parámetros económicos son importantes en diferentes etapas del proyecto para la toma de decisiones.

Para el evaluar el costo de la inversión para un intercambiador de tubo y coraza (en USD) se toma la Ec. (4.29).

$$C_{heat\ exchanger} = 1104.04 * A^{0.8} \quad (4.29)$$

Donde: A es el área de intercambio de calor (en m²).

Para estimar el costo de la inversión para una bomba (en USD) se emplea la Ec. (4.30) donde P es la potencia de la bomba (en kW)

$$C_{heat\ exchanger} = 11044.04(0.01P)^{0.8} \quad (4.30)$$

En este estudio tanto el generador como el absorbedor se evaluaron como intercambiadores de calor de tubo y coraza.

4.6.1. ACTUALIZACIÓN DE COSTOS DE EQUIPOS

El índice de costos describe los cambios en los precios de los factores de costo en relación con el año base seleccionado. Para este cálculo se toma la Ec (3.11),

$$Index = \frac{I_{2019}}{I_{2010}} = \frac{603.1}{532.9} = 1.1317$$

4.6.2. COSTO TOTAL DEL SISTEMA

Al evaluar el costo total del sistema de refrigeración también se incluyen los gastos directos (equipos, infraestructura civil y arquitectura, servicios y contingencias) y los gastos indirectos (supervisión de obra, construcción, contingencias).

$$C_{total} = Costos\ directos + Costos\ Indirectos \quad (4.31)$$

Los costos directos son los que guardan una relación estrecha con el producto, proyecto o servicio (Palo et al., 2019) y se consideran con base a la siguiente proporción:

- Costo de equipos
- Infraestructura civil y arquitectura, 20 %.
- Instalación de servicios, 25 %.
- Contingencias, 20 %.

Por el contrario, los costos indirectos son los que se relacionan de manera tangencial con los proyectos o las tareas previstas (Palo et al., 2019) y se estimaron como:

- Supervisión de obra (ingeniería), 15 %.
- Mano de obra de construcción, 15 %.
- Contingencias, 20 %.

Capítulo 5

5. DISEÑO DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE

El abastecimiento convencional de electricidad se realiza a través de redes de transporte y distribución de electricidad a las cuales están conectadas las distintas centrales de generación (Heroabadi, 2015). Estas han de cumplir con determinados requisitos que impone la propia red eléctrica siendo las tres más importantes las siguientes:

- Disponibilidad y habilidad de generación
- Capacidad de seguimiento de carga
- Costos de generación.

Si alguno de estos tres requisitos no se cumple entonces no es un medio confiable de generación eléctrica principal, aunque en algunos casos se pueden utilizar como centrales de generación eléctrica secundaria en las horas pico de demanda.

Las principales centrales de generación eléctrica son básicamente de tres tipos tecnológicos distintos: generación mecánica-eléctrica, generación termo-eléctrica y generación fotovoltaica (Kindelán y Martínez, 2008).

5.1. SECTOR ELÉCTRICO GLOBAL

Según lo reportado por la IEA, la demanda de energía se elevará un 30 % para el 2040. La misma proyección prevé que la economía global crecerá a una tasa promedio de 3.4 % anual, la población se expandirá de los 7,400 a los 9,000 millones de personas, y se vivirá un proceso de urbanización que supondrá agregar el equivalente a una ciudad del tamaño de Shanghai a la población urbana del mundo cada cuatro meses (IEA International Energy Agency, 2018). En la Figura 5.1, se muestra la relación entre el crecimiento de la población mundial y el consumo de energía primaria durante el periodo 1998-2018 (en millones de toneladas de equivalente de petróleo, Mtep).

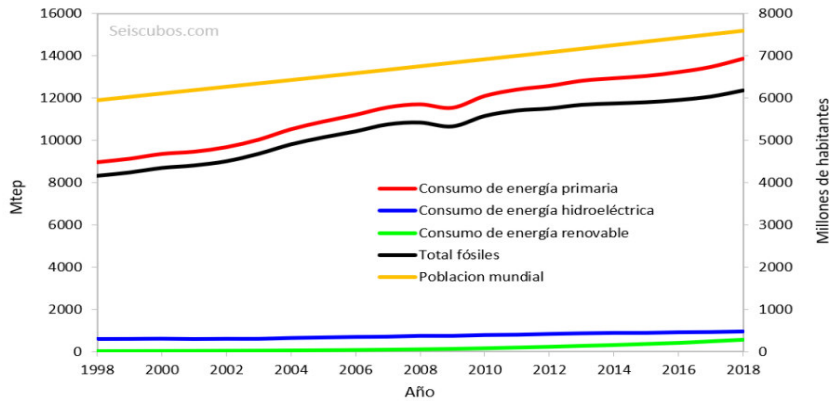


Figura 5.1 Evolución de la población mundial y el consumo de energía primaria. Fuente: (Seiscubos, 2019)

5.2. TIPOS DE CENTRALES ELÉCTRICAS

En general, la generación de energía eléctrica consiste en transformar alguna clase de energía (química, cinética, térmica, lumínica, nuclear, solar entre otras), en energía eléctrica. Para la generación industrial se recurre a instalaciones denominadas centrales eléctricas, que se pueden clasificar de acuerdo con la forma de generación, y son:

5.2.1. GENERACIÓN MECÁNICA-ELÉCTRICA

Para este tipo de generación es necesario un elemento mecánico móvil que desarrolle la potencia eléctrica. A través de un generador se obtiene energía eléctrica (Malavé, 2013). El inconveniente de este tipo de generación son los altos costos de inversión y la gran cantidad de mantenimiento que requieren, además de depender de condiciones externas. La ventaja que tienen es que la energía es obtenida usando el medio existente, como el viento, el oleaje del mar o el caudal de un río, por lo que la energía obtenida es muy barata.

Estas centrales basan su funcionamiento en generadores eléctricos, los cuales producen electricidad usando un campo magnético que gira en un embobinado o

cerca de uno, produciendo una diferencia de voltaje entre sus terminales (Ng Ho, 2005).

5.2.2. GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA

Una central termoeléctrica o central térmica es una instalación empleada para la generación de energía eléctrica a partir de la energía liberada en forma de calor (Torres, 2014). Este calor es empleado por un ciclo termodinámico convencional para mover un alternador y producir energía eléctrica. Este tipo de generación eléctrica es contaminante pues libera dióxido de carbono como producto de la quema de algún combustible fósil como el carbón mineral o vegetal, biomasa o biocombustibles (Méndez, 2017), aunque también es usada la fisión nuclear de elementos nucleares, lo que genera residuos nucleares.

En las centrales térmicas convencionales se tienen tres etapas básicas:

- La primera etapa consiste en transformar el agua en vapor con el calor generado en la caldera.
- La segunda etapa consiste en la utilización de este vapor, a alta presión, para girar la turbina que, a su vez, acciona el generador eléctrico.
- En la tercera etapa, el vapor es condensado, transfiriendo el residuo de su energía térmica a un circuito independiente de refrigeración, retornando el agua a la caldera y completando el ciclo.

Son consideradas las centrales más económicas y rentables, por lo que su utilización está ampliamente extendida en el mundo económicamente avanzado y en el mundo en vías de desarrollo (Méndez, 2017).

5.2.3. GENERACIÓN FOTOVOLTAICA

La energía solar fotovoltaica transforma de manera directa la luz solar en electricidad empleando una tecnología basada en el efecto fotovoltaico (Arias & Girón, 2020). Al incidir la radiación del Sol sobre una de las caras de una célula fotoeléctrica se produce una diferencia de potencial eléctrico entre ambas caras que hace que los electrones salten de un lugar a otro, generando corriente eléctrica.

La fabricación las células fotovoltaicas es un proceso costoso, tanto económicamente como en tiempo. El silicio con el que se fabrican las células fotovoltaicas es un material muy abundante en la Tierra. Sin embargo, el procesamiento del silicio es laborioso y complicado. En la actualidad se están preparando otros materiales de mayor rendimiento (Lindao, 2020). Para conseguir, de manera sencilla, el aprovechamiento del Sol como recurso energético, es imprescindible el conocimiento de la trayectoria solar, las necesidades y de los condicionantes de la ubicación.

La energía eléctrica generada mediante paneles solares fotovoltaicos es inagotable y no contamina (Huang et al., 2020), por lo que contribuye al desarrollo sostenible, además de favorecer el desarrollo del empleo local. Asimismo, puede aprovecharse de dos formas diferentes: puede venderse a la red eléctrica o puede ser consumida en lugares aislados donde no existe una red eléctrica convencional.

5.3. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA

En el esquema básico convencional de un ciclo orgánico de Rankine que se muestra en la Figura 5.2, se tienen los cuatro procesos siguientes:

- 1-2: Compresión del fluido térmico en la bomba.
- 2-3: Calentamiento del fluido térmico en el evaporador a presión constante.
- 3-4: Expansión del fluido térmico en la máquina de expansión.

- 4-1: Enfriamiento del fluido térmico en el condensador a presión constante.

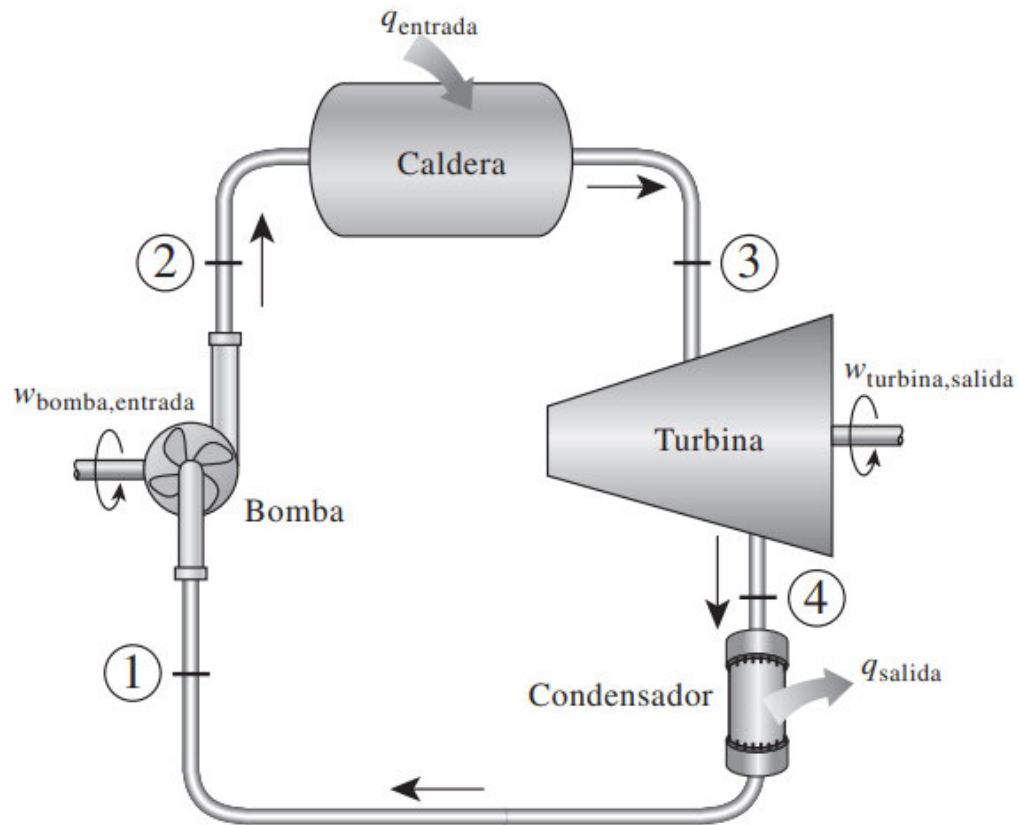


Figura 5.2 Ciclo Rankine ideal simple. Fuente: (Cengel, Y., & Boles, M, 2012).

El proceso 2-3 es una adición de calor isotérmico para evaporar y sobrecalentar el fluido de trabajo el agua se evapora y sobrecalienta, el calor total aportado al fluido será:

$$Q_{abs} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (5.1)$$

El proceso 3-4 es una expansión isentrópica del vapor del fluido de trabajo en la turbina, es también reversible y adiabático. Según el primer principio de la termodinámica

$$W_{isen} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (5.2)$$

El proceso 4-1 es una condensación isobárica del vapor del fluido de trabajo en el condensador. El calor cedido será:

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (5.3)$$

El proceso 1-2 realiza una compresión adiabática e isentrópica. Este proceso se realiza por completo en fase líquida. El trabajo será aportado por el exterior y será:

$$W_{pump} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.4)$$

En las Ec. (5.1)-(5.4), \dot{m} es el flujo másico del fluido de trabajo en el ciclo.

Uno de los parámetros más importantes es la eficiencia del ciclo orgánico de Rankine, η_R ,

$$\eta_R = \frac{W_{isen}}{Q_{abs}} \quad (5.5)$$

Donde Q_{abs} es el calor absorbido por el fluido de trabajo, W_{isen} es el trabajo producido por la expansión isentrópica del fluido, las ecuaciones (5.1), (5.2) y (5.4) describen el balance de energía para el cálculo de Q_{abs} , W_{isen} y W_{pump} .

5.4. FLUIDO DE TRABAJO

El rendimiento del ciclo orgánico de Rankine depende directamente de la elección del fluido más apropiado para cada aplicación. La selección del fluido de trabajo ha sido tratada en numerosos estudios en los que se resumen las principales características que debe cumplir el fluido de trabajo:

1. Bajo impacto medioambiental y alto nivel de seguridad. Los principales parámetros que deben tenerse en cuenta son el ODP (Ozone Depletion

Potentia), índice GWP (Global Warming Potential), la toxicidad y la inflamabilidad.

2. Estable a alta temperatura. Los fluidos orgánicos a altas temperaturas se descomponen y deterioran.
3. Propiedades termodinámicas. El rendimiento y/o la potencia producida debe ser la mayor para cada foco y sumidero de calor.
4. Curva de vapor saturada positiva o isentrópica. La pendiente positiva o casi vertical de la curva de vapor saturado en el diagrama T- s permite comenzar la expansión como vapor saturado y no precisa recalentamiento para evitar la formación de gotas en la turbina.
5. Alta densidad de vapor. Especialmente para fluido con baja presión de condensación.
6. Presiones admisibles. Altas presiones de trabajo suponen altos costos de inversión y mayor complejidad de la instalación.
7. Disponibilidad comercial y bajo costo.

Del estudio termodinámico del fluido se desprenden las características más convenientes como: baja presión y temperatura crítica, bajo volumen específico, baja viscosidad y tensión superficial y alta conductividad térmica, entre otros.

5.5. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ESTUDIADO

El ciclo de potencia de estudio es un sistema simple, donde la carga térmica del evaporador será abastecida por una instalación termosolar de baja temperatura (colectores solares de placa plana) el fluido de trabajo es el compuesto orgánico R-123. La temperatura del evaporador opera cercana a los 100 °C y la presión en el condensador es de 1 atm.

Capítulo 6

6. INTEGRACIÓN DE ENERGÍA EN UN PROCESO

6.1. SUMINISTRO DE SERVICIOS AUXILIARES EN MÚLTIPLES NIVELES

El requerimiento energético de un proceso puede ser suministrado a diferentes niveles de temperatura, utilizando diversos servicios auxiliares de enfriamiento y calentamiento. Por ejemplo, el vapor puede ser suministrado como vapor de alta (280 °C), vapor de media (212 – 280 °C) y vapor de baja presión (134 – 212°C) para atender los requerimientos energéticos del proceso. En general se tiene como objetivo maximizar el uso de los servicios más baratos, que generalmente son los de nivel bajo de temperatura en el caso de calentamiento; en el caso de calentamiento es preferible utilizar agua de enfriamiento que un circuito de refrigeración para suministrar la carga fría del proceso.

Las curvas compuestas proveen los niveles extremos a los cuales se debe suministrar o retirar energía (Smith, 2005). En la Figura 6.1a se ilustran los niveles de vapor de alta presión (HP) y el servicio de enfriamiento (CW). La Figura 6.1b representa las mismas curvas compuestas si se agregara una corriente de vapor de baja temperatura (LP), la cual se extiende desde el nivel de temperatura de vapor hasta el nivel donde alcance nuevamente el ΔT_{min} . Como se puede observar la integración de este servicio de vapor disminuye el requerimiento de vapor de alta presión.

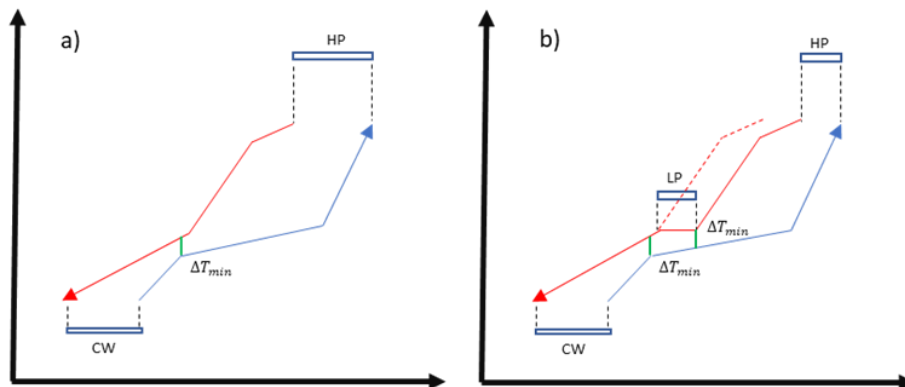


Figura 6.1 a) Curvas compuestas con niveles extremos de suministro de servicios, b) servicio de vapor de baja presión (LP) y disminución del consumo de vapor de alta presión (HP).

El uso de las curvas compuestas es fundamental para determinar la mínima utilidad caliente y la mínima utilidad fría, separa el proceso en dos sistemas termodinámicamente independientes separados por el punto de pliegue (March, 1998). Sin embargo, al llevar a cabo la integración de servicios auxiliares en un nuevo nivel de temperatura se requiere realizar el desplazamiento mostrado en la Figura 6.1b, por lo que su representación visual en múltiples niveles no es muy apropiada, para estos casos resulta de mayor utilidad el uso de la gran curva compuesta (Smith, 2005), (Bacha et al., 2007).

6.2. LA GRAN CURVA COMPUESTA

La gran curva compuesta se obtiene de la cascada de calor atendiendo la segunda Ley de termodinámica. Es una proyección de los balances de energía por nivel de temperatura de las curvas compuestas. La construcción de esta curva se realiza a partir de un ajuste de temperatura en las curvas compuestas, el ajuste de temperatura se realiza sumando un $\frac{1}{2} \Delta T_{min}$ a las corrientes frías y restando la misma cantidad a las corrientes calientes (Viscor Zárata, 2013) , este proceso puede observarse a detalle en la Figura 6.2a.

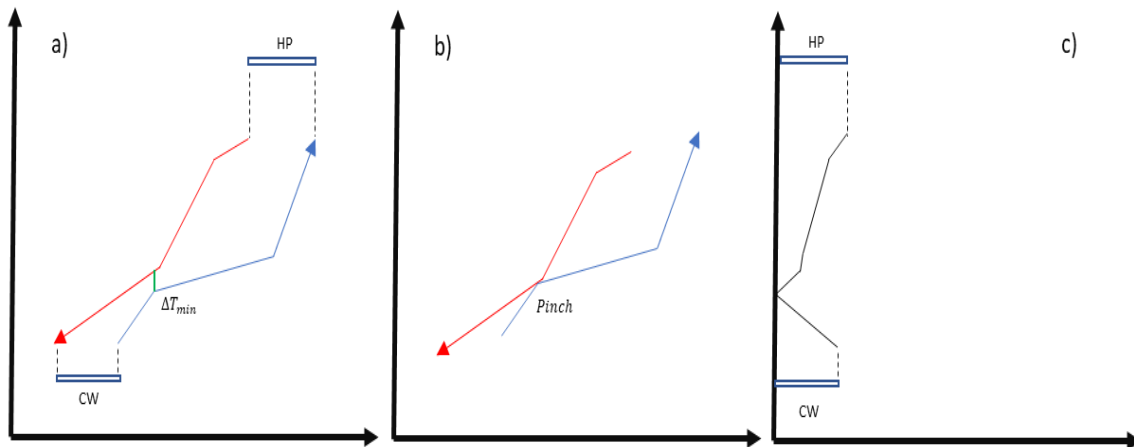


Figura 6.2. a) Curvas compuestas. B) Ajuste de curvas compuestas. C) Gran curva compuesta.

La proyección de los balances dentro de cada intervalo supone la transferencia de calor con un gradiente de cero, esto nos indica que el balance de calor no tiene en

cuenta la diferencia de temperatura entre la fuente y el receptor. Sin embargo, es necesario tener un gradiente de temperatura diferente de cero para la transferencia de calor. Una manera de tener en cuenta el gradiente de temperatura que debe existir entre las corrientes que ceden y absorben calor en el proceso, es por medio del análisis de pliegue que modifica la posición relativa de las curvas compuestas (Viscor Zárate, 2013), la cual se observa en la Figura 6.2b, la cual desplaza hacia arriba la posición de la curva compuesta fría, esto provoca un aumento en las temperaturas de todas las corrientes frías. Es importante tener en cuenta que los balance de calor se deben realizar teniendo en cuenta un gradiente mínimo entre las corrientes de proceso en cada intervalo (Arriola, A. & Gutierrez, E., 1996), (Bacha et al., 2007).

En la figura 6.2c se observa el balance de calor en los intervalos de temperatura que han sido modificados. La gran curva compuesta que se obtiene representa los rangos de temperatura en los cuales los excedentes de calor del proceso permiten satisfacer, con niveles inferiores de temperatura, las propias necesidades energéticas. (Arriola, A. & Gutierrez, E., 1996), (Bacha et al., 2007).

Al analizar de manera detallada la Figura 6.2 es posible observar que los servicios de calentamiento (HP) y de enfriamiento (CW) y sus niveles de suministro son iguales para las curvas compuestas y la gran curva compuesta. La construcción de la gran curva compuesta asegura el ΔT_{\min} entre los servicios y las corrientes de proceso. Además, cuando el nivel de suministro de servicios intercepta a la gran curva compuesta en el gráfico, el ΔT_{\min} entre el nivel de suministro de los servicios y las corrientes se mantiene (Smith, 2005).

6.3. MÚLTIPLES NIVELES DE SUMINISTRO EN LA GRAN CURVA COMPUESTA

La gran curva compuesta es utilizada para identificar los distintos niveles de suministro de servicios, abriendo una gama de posibilidades al integrar el calor y potencia (cuando se dice se considera todos los servicios auxiliares) al proceso industrial. El suministro de los servicios de calentamiento y enfriamiento utilizando la gran curva compuesta se traduce en trazar una línea horizontal al nivel de temperatura ajustada del servicio a suministrar, que corresponde a la carga térmica al nivel de temperatura por debajo del nivel de temperatura representado en las curvas compuestas que es el servicio de calentamiento a la más alta temperatura. El procedimiento planteado se representa claramente en la Figura 6.3.

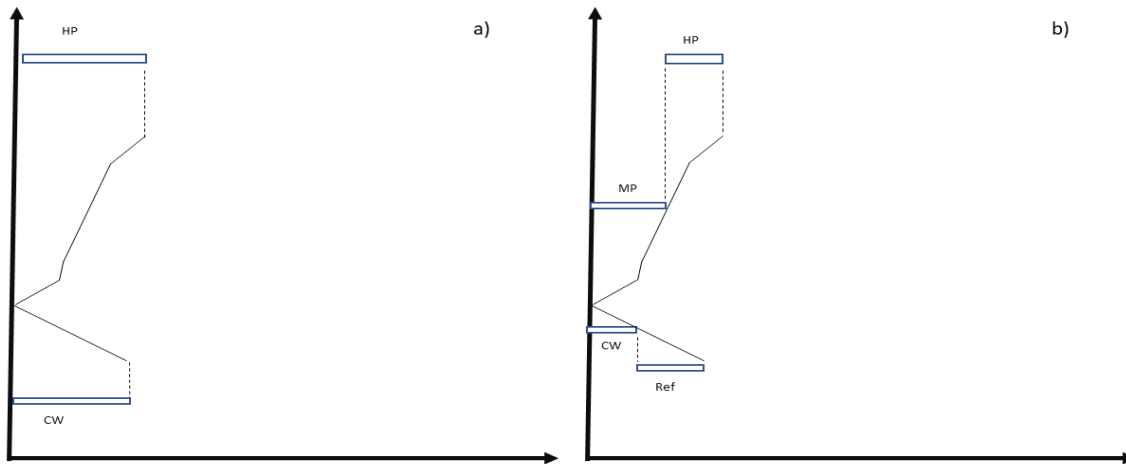


Figura 6.3. a) Gran curva compuesta sin integración en múltiples niveles b) Integración de múltiples niveles de suministro de servicios.

El suministro a múltiples niveles temperatura resulta favorable para la integración de energía, abriendo el abanico de posibilidades de suministro de energía.

6.4. CASO DE ESTUDIO PARA INTEGRACIÓN DE CALOR Y POTENCIA

El caso de estudio que se presenta tiene un requerimiento de 1.5 MW y 1000 TFR (toneladas de refrigeración). En la integración de calor y potencia se presentan cinco

escenarios y cada escenario suministra cinco cargas de potencia y de refrigeración al proceso utilizando la energía termosolar. Para cada escenario se lleva a cabo una evaluación del costo y dichos costos se comparan con los costos asociados con la potencia y la refrigeración producidos de manera convencional. Para el suministro de la potencia se utiliza un ciclo orgánico de Rankine mientras que para el suministro de las toneladas de refrigeración se utiliza un sistema de refrigeración por absorción con la mezcla H₂O-LiBr. Los dispositivos citados obtienen su energía de una red de colectores solares independiente para cada sistema.

El análisis de la gran curva compuesta que se muestra en la Figura 6.4 indica que es necesario remover 3500 kW (línea azul) y suministrar 2500 kW (línea roja), el alcance del presente análisis se limita al suministro de refrigeración y potencia, por lo que se enfocará en garantizar la carga térmica de enfriamiento del proceso y se obviará el suministro de la carga térmica caliente. El diagrama provee como dato adicional la potencia que debe generarse para cubrir la demanda del proceso, esta tiene una magnitud de 1.5 MW, los cuales se consumen durante las 24 horas del día durante 350 días al año.

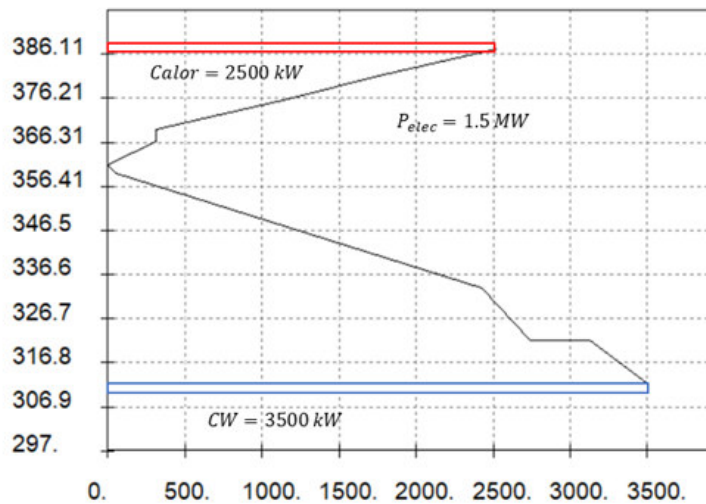


Figura 6.4 Gran curva compuesta del caso de estudio.

6.4.1. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SOLAR POR ABSORCIÓN

A fin de suministrar la carga del frío al proceso se ha diseñado un sistema de refrigeración por absorción utilizando la mezcla H₂O-LiBr. El costo de inversión total de los equipos necesarios para garantizar el enfriamiento de este sistema alcanza los 2,030,439 USD. En la Tabla 6.1 se presentan los escenarios analizados para seis diferentes cargas de refrigeración donde se reporta el costo base, el costo actual y la inversión total referidos a los equipos del sistema de refrigeración.

Tabla 6.1 Costos de inversión para los sistemas de refrigeración solar por absorción.

Carga de Refrigeración (TRF)	Porcentaje de la carga total requerida (1000 TRF/día)	Costo base (USD)	Costo actual (USD)	Inversión total (USD)
1.0	0.1%	3,326	3,764	8,092
10.0	1%	20,993	23,758	51,080
50.0	5%	75,927	85,927	184,742
100.0	10%	132,341	149,770	322,005
500.0	50%	479,547	542,703	1,166,811
1000.0	100%	834,476	944,294	2,030,439

Además del costo de los equipos del sistema de refrigeración solar por absorción es necesario determinar el costo de inversión de la instalación termosolar (colectores solares y sistema de almacenamiento) necesaria para suministrar el calor necesario para generar las toneladas de refrigeración.

Haciendo un análisis de costos de la Tabla 6.2, se puede observar que para suministrar la totalidad de la carga de refrigeración (TRF) la instalación termosolar requerida tiene un costo de inversión de 20,434,402 USD. El área de captación es de 71,273 m² y el arreglo de la red de colectores solares es de 1343 filas en paralelo y 29 colectores conectados en serie. La instalación tiene una capacidad de generación de 4,425.9 kW con un costo de 0.0358 USD/kWh. El resumen de costos

de la instalación termosolar para cada una de las cargas de enfriamiento por absorción se muestran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2. Costos de Instalación termosolar para el sistema de refrigeración por absorción.

Carga de refrigeración (TRF)	Carga térmica generador (kW)	Costo instalación termosolar (USD)	Payback solar (años)	Costo del kWh (USD)	Emisiones de CO ₂ (ton/año)	Área de captación (m ²)	Arreglo de la red de colectores solares
1.0	4.4	49,343	61	0.0863	0.3	106	2x29
10.0	44.3	243,088	30	0.0425	3.1	743	14x29
50.0	221.3	1,086,521	27	0.0380	15.7	3,609	68x29
100.0	442.6	2,119,104	26	0.0371	31.4	7,164	135x29
500.0	2,212.9	10,292,405	26	0.0360	157.2	35,663	672x29
1000.0	4,425.9	20,434,402	25	0.0358	314.5	71,273	1343x29

El costo anualizado de refrigeración utilizando energía termosolar es de 1,330,942 USD para el escenario de mayor carga de refrigeración, el costo del kWh prácticamente se mantiene constante en el rango de toneladas de refrigeración entre 50 y 1000 TFR. Comparado las cargas de refrigeración de 500 y 1000 se observa una diferencia significativa en el costo anual de refrigeración y el costo de enfriamiento diario, el cual es un dato representativo para la toma de decisiones. El costo del kWh prácticamente se mantiene constante.

En la Tabla 6.3 se presentan resultados relacionados con costo de refrigeración el cual está directamente relacionado con la carga en el generador. En general se busca que toda la energía suministrada al generador se transforme en toneladas de refrigeración. La relación entre la carga térmica diaria del generador no es lineal con respecto al costo anual de refrigeración.

Tabla 6.3. Costos del sistema de refrigeración por absorción solar.

Carga de enfriamiento (TRF)	Carga térmica del generador (kW)	Costo del kWh (USD)	Carga térmica diaria del generador (kWh)	Costo de enfriamiento diario (USD)	Costo anual de refrigeración (USD)
1.0	4.4	0.0863	106.3	9	3,211
10.0	44.3	0.0425	1,062.2	45	15,801
50.0	221.3	0.0380	5,311.0	202	70,636
100.0	442.6	0.0371	10,621.7	394	137,923
500.0	2,212.9	0.0360	53,109.6	1,912	669,181
1000.0	4,425.9	0.0358	106,220.4	3,803	1,330,942

Para el caso de estudio se llevó a cabo un comparativo de costos de enfriamiento utilizando energía solar con el costo del enfriamiento utilizando tecnología convencional. En el caso de la tecnología convencional se utilizó un sistema de enfriamiento eléctrico por compresión con un COP típico de 6.5, que es alimentado por la red eléctrica nacional, el precio de energía eléctrica para uso industrial actualmente es de 0.18 USD/kWh. Los costos calculados para suministrar la carga de enfriamiento en cada uno de los escenarios considerados utilizando tecnología convencional se muestran en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4 Costos del sistema convencional de refrigeración

Carga térmica de enfriamiento (TRF)	Carga térmica del condensador (kW)	Carga térmica del condensador (kWh)	Electricidad consumida por el compresor (kWh)	Costo de enfriamiento diario (USD)	Costo de Enfriamiento anual (USD)
1.0	3.5	84.4	13.0	2	818
10.0	35.2	844.1	129.9	23	8,181
50.0	175.9	4,220.4	649.3	117	40,905
100.0	351.7	8,440.8	1,298.6	234	81,811
500.0	1,758.5	42,204.0	6,492.9	1,169	409,054
1000.0	3,517.0	84,408.0	12,985.8	2,337	818,108

En base a los resultados reportados en la Tabla 6.4 el costo anual obtenido para suministrar la carga térmica con el sistema convencional se observa que a mayor

carga de enfriamiento el costo anual es de 818,108 USD, este valor representa un 61.46 % del costo de enfriamiento que se tiene con la fuente renovable (refrigeración por absorción utilizando energía solar). Lo anterior es un resultado alentador ya que dicho porcentaje se puede incrementar si varía ligeramente el costo del kWh de la potencia. El primer cuestionamiento es que la energía solar se puede integrar en sistema de refrigeración y según los resultados puede ser rentable dependiendo de la necesidad del industrial.

6.4.2. GENERACIÓN DE POTENCIA CON SISTEMA TERMOSOLAR ACOPLADO A UN CICLO ORGÁNICO DE RANKINE.

El caso de estudio planteado presenta un consumo de potencia eléctrica de 1.5 MW, el suministro de esta energía se realiza a través de un ciclo orgánico de Rankine alimentado por una instalación termosolar, logrando garantizar el suministro de electricidad a través de una fuente renovable, el diagrama simplificado de este sistema se muestra en la Figura 6.5.

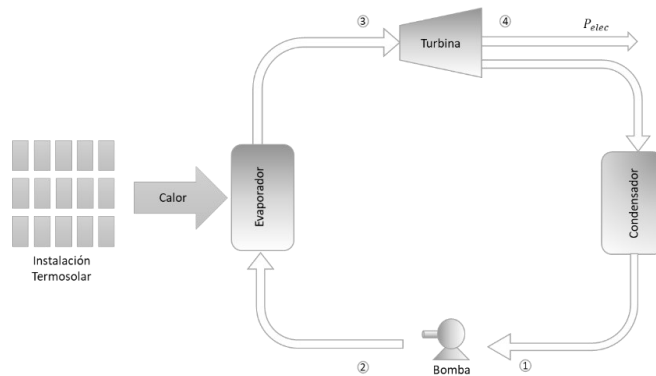


Figura 6.5 Diagrama de un ciclo orgánico de Rankine alimentado por un sistema termosolar.

El ciclo orgánico de Rankine considerado para el caso de estudio opera utilizando Freón-123 (R-123) como fluido de trabajo con un flujo másico de 1000 kg/s. Las temperaturas a la salida del evaporador y entrada del condensador son de 90°C y 42 °C respectivamente. El diseño del sistema acoplado incluye una red de colectores solares de baja temperatura con un arreglo de colectores serie-paralelo,

que generan energía térmica a un nivel de temperatura de 100°C y suministra la carga térmica requerida por el evaporador del ciclo orgánico de Rankine.

El costo de inversión de la instalación termosolar requerida para satisfacer la demanda térmica del evaporador del ciclo alcanza los 58,116,388.78 USD. El área de captación es de 204,213 m² con una red de colectores solares de baja temperatura de 3,848 filas paralelas de 29 colectores conectados en serie cada una y la producción de una carga térmica de 12,683.8 kW a un costo de 0.0355 USD/kWh. Los costos de inversión y producción de energía térmica, payback solar y las características de diseño de las instalaciones termosolares diseñadas para cada escenario del caso de estudio se muestran en la Tabla 6.5

Analizando los resultados el tiempo de recuperación de la inversión simple y el costo del kWh prácticamente se mantienen constantes, no así las emisiones de CO₂ y el área de captación que cambian drásticamente.

Tabla 6.5 Costos de la instalación termosolar.

Potencia eléctrica (kWh/día)	Carga térmica evaporador (kW)	Costo instalación termosolar (USD)	Payback solar (años)	Costo del kWh (USD)	Emisiones de CO ₂ (ton/año)	Área de captación (m ²)	Arreglo de la red de colectores solares
100.0	35.2	195,309	30.6	0.0429	2.5	584	11x29
500.0	176.2	869,442	27.3	0.0382	12.5	2,866	54x29
1,000.0	352.3	1,688,537	26.5	0.0371	25.0	5,678	107x29
10,000.0	3,523.3	16,297,791	25.5	0.0358	250.3	56,732	1069x29
36,000.0	12,683.8	58,116,389	25.3	0.0355	901.2	204,213	3848x29

En el último escenario, el ciclo orgánico de Rankine se diseñó para satisfacer la demanda de potencia del proceso. La energía termosolar que se suministra al evaporador representa la carga térmica necesaria para generar 36,000 kWh. El costo anual por el suministro de dicha carga térmica al ciclo es de 4,102,072 USD, el costo por kWh de energía eléctrica es de 0.0355 USD/kWh. Los costos de

generación de potencia se presentan en la Tabla 6.6. El costo anual de generación de potencia cambia de manera sustancial, de hecho, el valor del último escenario es 95.47% mayor que el escenario que le precede, mientras que el costo del kWh eléctrico disminuye significativamente.

Tabla 6.6 Costos de generación de potencia con el Ciclo orgánico de Rankine.

Potencia eléctrica (kWh/día)	Carga térmica evaporador (kW)	Carga térmica diaria del evaporador (kWh)	Costo del kWh (USD/kWh)	Costo diario de generación de potencia (USD)	Costo anual de generación de potencia (USD)	Costo del kWh eléctrico (USD/kWh)
100.0	61.8	1,482.7	0.0429	64	22,263	0.64
200.0	123.6	2,965.2	0.0382	113	39,645	0.57
500.0	308.9	7,413.1	0.0371	275	96,259	0.55
1,000.0	617.8	14,826.5	0.0358	531	185,776	0.53
36,000.0	13,756.1	330,146.6	0.0355	11,720	4,102,072	0.33

El costo de generación eléctrica del ciclo alimentado con energía solar se comparó con el suministro directo de la red eléctrica nacional, que tiene un para uso industrial de 0.18 USD/kWh, para este caso de estudio el costo de potencia eléctrica requerida para un periodo de un año fue de 2,232,800 USD, los resultados de costos anuales de suministro de potencia eléctrica para el sistema mediante la forma convencional se registran en la Tabla 6.7

Tabla 6.7 Costos de suministro de potencia a través de la Red Nacional de Energía

Consumo diario de potencia eléctrica (MWh)	Consumo diario de potencia eléctrica (KWh)	Costo total diario de potencia eléctrica (USD)	Costo total anual de potencia eléctrica (USD)
0.1	100	18	6,480
0.2	200	36	12,960
0.5	500	90	32,400
1.0	1000	180	64,800
36.0	36000	6480	2,332,800

6.5. ANALISIS DE RESULTADOS

En el caso de estudio se busca suministrar los servicios de refrigeración y de potencia que requiere el proceso mediante la integración de la energía termosolar de baja temperatura en ambos sistemas que operan de manera independiente. El proceso de refrigeración requiere una carga de 1000 TRF y un sistema de potencia de 1.5 MW, los cuales se consumen durante las 24 horas del día durante 350 días al año.

El ciclo de refrigeración por absorción solar de baja temperatura (90 °C) alcanza un COP de 0.8802 y produce una temperatura de refrigeración de 15 °C. Para abastecer la totalidad de la carga de refrigeración, es decir, producir 1000 TRF mediante el ciclo de refrigeración por absorción solar, las emisiones de CO₂ alcanzadas son de 314.5 ton/año. El costo de la energía del sistema de refrigeración por absorción solar es de 0.0358 USD/kWh, con una inversión de 20,434,402 USD y un tiempo de recuperación de la inversión (payback) de 25 años. En caso de producir sólo la mitad de la cantidad de frío requerido por el proceso, o sea, 500 TRF, el área de captación de la instalación termosolar se reduce a la mitad, las emisiones de CO₂ arrojadas al ambiente son 157.2 ton/año.

El costo del kWh en el sistema de refrigeración por absorción prácticamente se mantiene constante en el rango de toneladas de refrigeración entre 50 y 1000 TFR. Comparando las cargas de refrigeración de 500 y 1000 se observa una diferencia significativa en el costo anual de refrigeración y el costo de enfriamiento diario, siendo la carga total de refrigeración 50% mayor a la carga anterior, este es un dato de gran importancia a la hora de tomar de decisiones.

En el caso de la tecnología convencional donde se utiliza un sistema de enfriamiento eléctrico por compresión, y donde se reporta un COP típico de 6.5, el costo de la energía eléctrica para uso industrial es de 0.18 USD/kWh. El costo anual del sistema convencional es de 818,108 USD vs el costo anual del sistema renovable 1,330,942

USD. Este valor representa un 61.46 % del costo de enfriamiento que se tiene con la fuente renovable (refrigeración por absorción utilizando energía solar). Lo anterior es un resultado interesante ya que dicho porcentaje se puede incrementar si varía ligeramente el costo del kWh de la potencia

En el caso de estudio el consumo de potencia eléctrica es de 1.5 MW, este suministro de energía se realiza a través de un ciclo orgánico de Rankine alimentado por una instalación termosolar de baja temperatura (100 °C). El costo de inversión de la instalación termosolar requerida para satisfacer la demanda térmica del evaporador del ciclo alcanza los 58,116,389 USD, con un área de captación de 204,213 m², para una producción de una carga térmica de 12,683.8 kW a un costo de 0.0355 USD/kWh. Analizando los resultados el tiempo de recuperación de la inversión simple y el costo del kWh prácticamente se mantienen constantes, esto no sucede para el caso de las emisiones de CO₂ y el área de captación que cambian drásticamente.

Al comparar el costo de la generación eléctrica del ciclo alimentado con energía solar con el suministro directo de la red eléctrica nacional, que tiene un precio de uso industrial de 0.18 USD/kWh, se estimó que el costo anual del ciclo orgánico de Rankine solar vs el sistema de energía fósil es de 4,102,072 USD vs 2,232,800 USD. Los costos anuales generados por el consumo de potencia se observan que la energía suministrada a través de la red de energía nacional representa apenas el 56.86 %, el costo de energía generada por el ciclo es aproximadamente 1.83 veces el costo que se tiene para la energía de la red nacional. De lo anterior es podemos analizar que, para este caso, la tecnología renovable está en un escenario donde es competente para ser una alternativa a las fuentes de energía convencionales.

Capítulo 7

7. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

El propósito del proyecto busca integrar la energía termosolar de baja temperatura a los sistemas de calor y potencia en procesos industriales. La evaluación económica es necesaria para determinar la viabilidad del proyecto, además, nos permite evaluar el impacto de las variables del proceso para mejorar la eficiencia de éstos.

La integración de la energía termosolar aplicada a un ciclo de refrigeración por absorción muestra como al incrementar las toneladas de refrigeración el sistema tiende a ser rentable disminuyendo de manera significativa el costo del kWh. Las emisiones de CO₂ son por el uso de combustibles fósiles que se deja de quemar en el momento de ser sustituido con el uso de la energía solar.

Los resultados obtenidos nos permiten confirmar que la energía termosolar se puede incorporar en sistema de refrigeración, y ésta puede ser rentable dependiendo de la necesidad industrial. El uso de tecnologías de baja temperatura para estos sistemas resulta viable y eficiente.

De manera independiente se diseñó un ciclo orgánico de Rankine que opera para satisfacer una demanda de potencia donde la energía solar suministra la totalidad de la carga térmica del evaporador. La energía termosolar es suministrada con una red de colectores solares de placa plana, para los sistemas de potencia, el uso de esta tecnología limita la eficiencia del ciclo y las áreas del campo solar son grandes, resultados que eran esperados, sin embargo, el costo de la energía es competitiva con los reportados comercialmente.

Por lo tanto, podemos concluir que la tecnología solar de baja temperatura está en un escenario donde es viable para ser una alternativa a las fuentes de energías convencionales.

TRABAJO FUTURO

El caso de estudio desarrollado en el presente trabajo donde se llevó a cabo la integración de sistemas de calor y potencia operados con energía solar es apenas uno de los muchos casos que se pueden abordar en esta área de investigación. Dejando una ventana abierta a siguientes estudios donde se desee abastecer un proceso, ya sea con mayor o menor requerimiento de calor y potencia al planteado en nuestro caso de estudio, ya que la metodología empleada es flexible y de fácil adaptación a las necesidades energéticas requeridas en determinado proceso industrial.

Para siguientes estudios se puede modificar el par de trabajo en el sistema de refrigeración por absorción, que en este caso fue la solución H₂O-LiBr, y el fluido de trabajo del ciclo orgánico de Rankine que fue el R-123, estos se pueden cambiar por otros compuestos y/o soluciones que representen mejoras representativas tanto en niveles de eficiencias de los ciclos como en ventajas ambientales. También es importante aclarar, que independiente de cuál sea la elección del compuesto y/o solución estos estudios aportaran más referencias y base de datos que apoyaran a los futuros avances en la integración de los procesos con energías renovables.

Si bien, este trabajo abordó requerimientos energéticos de baja temperatura que fueron suplidos mediante el uso de colectores solares de placa plana, también se abre la posibilidad de implementar concentradores solares a procesos que requieran mayores temperaturas para cumplir la demanda energética.

Es evidente, que cada vez es mayor la necesidad de realizar la transición hacia las fuentes renovables de energía. Y sin duda el sector industrial aportaría un gran porcentaje a esa idea de cambio. Además de la viabilidad y lo competente que pueden llegar a ser este tipo de energías limpias.

REFERENCIAS

- Ahmadi, P., Dincer, I., & Rosen, M. A. (2013). Development and assessment of an integrated biomass-based multi-generation energy system. *Energy*, *56*, 155–166. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.024>
- Almasri, R. A., Abu-Hamdeh, N. H., Esmaeil, K. K., & Suyambazhahan, S. (2022). Thermal solar sorption cooling systems, a review of principle, technology, and applications. *Alexandria Engineering Journal*, *61*(1), 367–402. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.06.005>
- Amiri Rad, E., & Davoodi, V. (2021). Thermo-economic evaluation of a hybrid solar-gas driven and air-cooled absorption chiller integrated with hot water production by a transient modeling. *Renewable Energy*, *163*, 1253–1264. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.08.157>
- Arias, B., & Girón, W. (2020). *Elaboración de un protocolo para la implementación de energía fotovoltaica en edificios públicos del departamento de cundinamarca. Caso modelo: municipios Fómeque y Jerusalén*. *3*(2017), 54–67. <http://repositorio.unan.edu.ni/2986/1/5624.pdf>
- Bacha, X., Fortes-rivas, M., & Aguilar-Escalante, R. (2007). *Diseño de una red de intercambio de calor utilizando la metodología supertargeting del punto de pliegue*. *7*, 23–40.
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2021a). Dynamic investigation and optimization of a solar-fed trigeneration system. *Applied Thermal Engineering*, *191*(January), 116869. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116869>
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2021b). Parametric analysis of a solar-driven trigeneration system with an organic Rankine cycle and a vapor compression cycle. *Energy and Built Environment*, *2*(3), 278–289. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.08.004>
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., & Dewitt, D. (2010). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed.).
- Buira, D., Tovilla, J., Farbes, J., Jones, R., Haley, B., & Gastelum, D. (2021). A whole-economy Deep Decarbonization Pathway for Mexico. *Energy Strategy Reviews*, *33*(July 2020), 100578. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2020.100578>
- Buonomano, A., Calise, F., Palombo, A., & Vicidomini, M. (2015). Energy and economic analysis of geothermal-solar trigeneration systems: A case study for a hotel building in Ischia. *Applied Energy*, *138*, 224–241. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.076>
- Calise, F., Cappiello, F. L., Dentice d'Accadia, M., & Vicidomini, M. (2020). Energy and economic analysis of a small hybrid solar-geothermal trigeneration system: A dynamic approach. *Energy*, *208*, 118295. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118295>

- Camargo Nogueira, C. E., Vidotto, M. L., Toniazzo, F., & Debastiani, G. (2016). Software for designing solar water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 361–375. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.346>
- Canales, R. (2015). *Criterios para la toma de decisiones de las inversiones*. 3(5).
- Cárcamo, E., Rivas, G., & Valle, M. (2016). *Diseño y construcción de un banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y sales de Bromuro de litio*.
- Castro Gutiérrez, J., Hernández Zapata, S., & Álvarez Macias, C. (2010). La refrigeración en la enseñanza de la física. *Latin-American Journal of Physics Education*, 4(1), 8.
- Cioccolanti, L., Tascioni, R., Bocci, E., & Villarini, M. (2018). Parametric analysis of a solar Organic Rankine Cycle trigeneration system for residential applications. *Energy Conversion and Management*, 163(February), 407–419. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.02.043>
- Cortés, F. (2007). *Diseño de un enfriador con el sistema de absorción Agua/Bromuro de litio operado con energía solar*.
- Coulson, J., & Richardson, J. (2005). *Chemical Engineering Design* (4th ed.).
- Fiaschi, D., Manfreda, G., Russo, L., & Talluri, L. (2017). Improvement of waste heat recuperation on an industrial textile dryer: Redesign of heat exchangers network and components. *Energy Conversion and Management*, 150, 924–940. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.053>
- Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., & Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15), 2483–2508. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2)
- Fuentes-silva, A. L., Velázquez-torres, D., Picón-núñez, M., & Martínez-rodríguez, G. (2020). *Solar Thermal Integration With and Without Energy Storage : t he Cases of Bioethanol and a Dairy Plant*. 81, 493–498. <https://doi.org/10.3303/CET2081083>
- Gani, A. (2021). Fossil fuel energy and environmental performance in an extended STIRPAT model. *Journal of Cleaner Production*, 297, 126526. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126526>
- Handbook-Fundamentals, A. (2009). Chapter 30: Thermophysical properties of refrigerants. *ASHRAE Handbook*.
- Hands, S., Sethuvenkatraman, S., Peristy, M., Rowe, D., & White, S. (2016). Performance analysis & energy benefits of a desiccant based solar assisted trigeneration system in a building. *Renewable Energy*, 85, 865–879. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.013>

- Heroabadi, A. (2015). Metodología de la CNMC para el cálculo de los peajes de acceso a las redes de transporte y distribución de electricidad. *Zaguan.Unizar.Es*, 157. <http://zaguan.unizar.es/TAZ/EUCS/2014/14180/TAZ-TFG-2014-408.pdf>
- Heydari, A., Garcia, D. A., Keynia, F., Bisegna, F., & Santoli, L. De. (2019). Renewable Energies Generation and Carbon Dioxide Emission Forecasting in Microgrids and National Grids using GRNN-GWO Methodology. *Energy Procedia*, 159, 154–159. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.12.044>
- Hongtao, L., & Wenjia, L. (2018). The analysis of effects of clean energy power generation. *Energy Procedia*, 152, 947–952. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.098>
- Huang, M. H., Chen, L., Lei, L., He, P., Cao, J. J., He, Y. L., Feng, Z. P., & Tao, W. Q. (2020). Experimental and numerical studies for applying hybrid solar chimney and photovoltaic system to the solar-assisted air cleaning system. *Applied Energy*, 269(March), 115150. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115150>
- Ibrahim, N. I., Al-Sulaiman, F. A., & Ani, F. N. (2017). Performance characteristics of a solar driven lithium bromide-water absorption chiller integrated with absorption energy storage. *Energy Conversion and Management*, 150(June), 188–200. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.015>
- Icaza, D., Borge-Diez, D., & Galindo, S. P. (2021). Proposal of 100% renewable energy production for the City of Cuenca- Ecuador by 2050. *Renewable Energy*, 170, 1324–1341. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.02.067>
- IEA International Energy Agency. (2018). *World Energy Outlook*. 23–28. <https://doi.org/10.1787/weo-2018-2-en>
- Isaza, C. (2004). *INTEGRACIÓN DE UN REFRIGERADOR POR ABSORCIÓN DOMÉSTICO A UN SISTEMA DE ENERGÍA SOLAR*.
- Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4), 337–361. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- Karagiorgas, M., Botzios, A., & Tsoutsos, T. (2001). Industrial solar thermal applications in Greece Economic evaluation, quality requirements and case studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(2), 157–173. [https://doi.org/10.1016/s1364-0321\(00\)00012-5](https://doi.org/10.1016/s1364-0321(00)00012-5)
- Karamangil, M. I., Coskun, S., Kaynakli, O., & Yamankaradeniz, N. (2010). A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 1969–1978. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.04.008>
- Kindelán, J.M., Martínez, J. M. (2008). El futuro del carbón en la política energética

- española. In *Tecnologías de Captura y Almacenamiento de CO₂*.
- Koçak, B., Fernandez, A. I., & Paksoy, H. (2020). Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects. *Solar Energy*, 209(August), 135–169.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.08.081>
- Lefebvre, E., Fan, L., Gagnière, E., Bennici, S., Auroux, A., & Mangin, D. (2015). Lithium bromide crystallization in water applied to an inter-seasonal heat storage process. *Chemical Engineering Science*, 133, 2–8.
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2015.02.039>
- Li, Z., Chen, H., Xu, Y., & Tiow Ooi, K. (2020). Comprehensive evaluation of low-grade solar trigeneration system by photovoltaic-thermal collectors. *Energy Conversion and Management*, 215(March), 112895.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112895>
- Lindao, W. E. (2020). Propuesta de Diseño de un Sistema de Energía Solar Fotovoltaica. Caso de Aplicación en Casa Comunal de Cooperativa Los Paracaidistas en la Ciudad de Guayaquil. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 87.
- Lizárraga-Morazán, J. R., Martínez-Rodríguez, G., Fuentes-Silva, A. L., & Picón-Núñez, M. (2020). Selection of solar collector network design for industrial applications subject to economic and operation criteria. *Energy and Environment*. <https://doi.org/10.1177/0958305X20927375>
- Malavé, M. (2013). *Implementación De Un Sistema Didáctico - Práctico De Conversión De Energía Mecánica - Eléctrica Para Pruebas, Demostración Y Visualización De Los Componentes De Generación Eléctrica*.
- March, L. (1998). Introduction to Pinch Technology. In *Introduction to Pinch Technology*. <https://doi.org/10.4324/9781315713571>
- Marques, A. S., Carvalho, M., Ochoa, A. A. V., Abrahão, R., & Santos, C. A. C. (2021). Life cycle assessment and comparative exergoenvironmental evaluation of a micro-trigeneration system. *Energy*, 216.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119310>
- Martínez-Rodríguez, G., & Fuentes-Silva, A. L. (2021). Solar energy in industrial processes. *Intechopen*, 32(July), 137–144.
<http://www.intechopen.com/books/trends-in-telecommunications-technologies/gps-total-electron-content-tec-prediction-at-ionosphere-layer-over-the-equatorial-region%0AInTec%0Ahttp://www.asociatiamhc.ro/wp-content/uploads/2013/11/Guide-to-Hydropower.pdf>
- Martínez-Rodríguez, G., Fuentes-Silva, A. L., Lizárraga-Morazán, J. R., & Picón-Núñez, M. (2019). Incorporating the concept of flexible operation in the design of solar collector fields for industrial applications. *Energies*, 12(3).
<https://doi.org/10.3390/en12030570>

- 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>
- Méndez, G. (2017). *Estudio de centrales de energía termosolar y comparación con las instalaciones tradicionales de generación de energía eléctrica en Chile*. 729, 1–199.
- Milián, J. (2018). *Uso de la energía solar en sistemas de aire acondicionado central por absorción*.
- Ministerio para la Transición Ecológica. (2018). Guía para el cálculo de la huella de carbono y para la elaboración de un plan de mejora de una organización. *Gobierno de España*, 52. https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/guia_huella_carbono_tcm30-479093.pdf
- Mohsenipour, M., Ebadollahi, M., Rostamzadeh, H., & Amidpour, M. (2020). Design and evaluation of a solar-based trigeneration system for a nearly zero energy greenhouse in arid region. *Journal of Cleaner Production*, 254, 119990. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.119990>
- Mohtaram, S., Omid, M., Lin, J., Sun, H., & Chen, W. (2019). Exergy analysis of a multi mixture working fluid absorption refrigeration cycle. *Case Studies in Thermal Engineering*, 15(August), 100540. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100540>
- Muneer, T., Maubleu, S., & Asif, M. (2006). Prospects of solar water heating for textile industry in Pakistan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10(1), 1–23. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.07.003>
- Ng Ho, C. A. (2005). *Generación De Energía Eléctrica Por Medio De Una Hidroeléctrica De Bombeo Utilizando Aguas Municipales De La Antigua Guatemala*. 142. http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0552_EA.pdf
- 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>
- Oliveti, G., Marletta, L., Arcuri, N., De Simone, M., Bruno, R., & Evola, G. (2014). Solar energy. *Green Energy and Technology*, 0(9783319030739), 159–214. https://doi.org/10.1007/978-3-319-03074-6_4
- Palo, E., Iaquaniello, G., & Mosca, L. (2019). Calculate the production costs of your own process. *Studies in Surface Science and Catalysis*, 179, 141–157. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-64337-7.00009-4>
- Paredes, C. (2012). *Diseño de captador solar cilindro parabólico para aplicaciones rurales en Paraguay*. 1–83.
- Patel, H. A., Patel, L. N., Jani, D., & Christian, A. (2016). Energetic Analysis of

- Single Stage Lithium Bromide Water Absorption Refrigeration System. *Procedia Technology*, 23, 488–495. <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.03.054>
- Quijera-Pérez, J. . (2012). *Desarrollo de una metodología para la integración de las energías renovables en los procesos químicos*.
- Razmi, A., Soltani, M., & Torabi, M. (2019). Investigation of an efficient and environmentally-friendly CCHP system based on CAES, ORC and compression-absorption refrigeration cycle: Energy and exergy analysis. *Energy Conversion and Management*, 195(March), 1199–1211. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.065>
- Roldán, P. (2019). *Estado del arte de los fluidos de transferencia de calor en tecnología solar*.
- Saidur, R. (2010). A review on electrical motors energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), 877–898. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.018>
- Saidur, R., Ahamed, J. U., & Masjuki, H. H. (2010). Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy Policy*, 38(5), 2188–2197. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.11.087>
- Saidur, R., & Mahlia, T. M. I. (2010). Energy, economic and environmental benefits of using high-efficiency motors to replace standard motors for the Malaysian industries. *Energy Policy*, 38(8), 4617–4625. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2010.04.017>
- Saidur, R., & Mekhilef, S. (2010). Energy use, energy savings and emission analysis in the Malaysian rubber producing industries. *Applied Energy*, 87(8), 2746–2758. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.12.018>
- Saidur, R., Rahim, N. A., & Hasanuzzaman, M. (2010). A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(4), 1135–1153. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.013>
- Saidur, R., Rahim, N. A., Masjuki, H. H., Mekhilef, S., Ping, H. W., & Jamaluddin, M. F. (2009). End-use energy analysis in the Malaysian industrial sector. *Energy*, 34(2), 153–158. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.11.004>
- Saidur, R., Rahim, N. A., Ping, H. W., Jahirul, M. I., Mekhilef, S., & Masjuki, H. H. (2009). Energy and emission analysis for industrial motors in Malaysia. *Energy Policy*, 37(9), 3650–3658. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.04.033>
- Smith, R. (2005). Chemical Process Design and Integration. In *John Wiley & Sons, Ltd.*
- Torres, D. (2014). *Análisis de alternativas para la implantación de mejoras técnicas del sistema de medición de cloro residual en la refrigeración de la central térmica de carboneras (almería)*.

US EIA - Energy Information Administration. (2013). *International Energy Outlook*. 312.

Vicente Soltero, J. A. (2015). *Análisis de Sistemas de Refrigeración Solar por Absorción y Adsorción*. 213.
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5601/fichero/PFC+JOSE+A+VICENTE+FINAL.pdf>

Viscor Zárate, A. (2013). Estudio de la integración de un sistema de captura de CO₂ en una planta de producción de papel. *Escuela de Ingeniería y Arquitectura - Universidad de Zaragoza*.

Weiss, W., & Spörk-Dür, M. (2019). Global Market Development and Trends in 2018. *Solar Heat Worldwide Report*, 1(2019), 86. <http://www.iea-shc.org/solar-heat-worldwide>

Yang, P., Liu, L. L., Du, J., Li, J. L., & Meng, Q. W. (2014). Heat exchanger network synthesis for batch processes by involving heat storages with cost targets. *Applied Thermal Engineering*, 70(2), 1276–1282.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.041>

