



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**Diseño y estudio de un sistema solar geotérmico
(SSG) para la refrigeración de una edificación en
México**

presentado por

Ing. Eleazar Sergio Aguilar Cayetano

como requisito para la obtención del grado de

**Maestra en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dra. Sara Lilia Moya Acosta

Codirector de tesis

Dr. Ariel Francisco Hernandez

Cuernavaca, Morelos, México. Mayo de 2026.



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 07/mayo/2026

Oficio No. SAC/125/2026

Asunto: Autorización de impresión de tesis

ELEAZAR SERGIO AGUILAR CAYETANO
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Diseño y estudio de un sistema solar geotérmico (SSG) para la refrigeración de una edificación en México"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

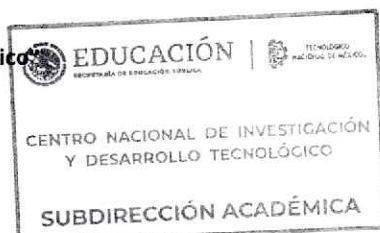
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2026
año de
Margarita
Maza

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



Educación

Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 27/abril/2026

OFICIO No. DIM/086/2026

Asunto: Aceptación de documento de tesis
CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

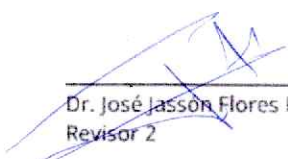
DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Eleazar Sergio Aguilar Cayetano, con número de control M23CE135, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "**Diseño y estudio de un sistema solar geotérmico (SSG) para la refrigeración de una edificación en México**" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.


Dra. Sara Lilia Moya Acosta
Directora de tesis


Dr. Ariel Francisco Hernandez
Codirector de tesis


Dr. Efraín Simá Moo
Revisor 1


Dr. José Jassón Flores Prieto
Revisor 2


Dr. Alfonso Aragón Aguilar
Revisor 3

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante



2026
año de
**Margarita
Maza**

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1408,
e-mail: dim_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

AGRADECIMIENTOS

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), por darme la oportunidad de realizar mi estancia como practicante de residencias profesionales. Esta etapa fue clave en mi formación y en el desarrollo de este trabajo, no solo por los recursos y herramientas, sino por todo lo aprendido dentro y fuera del ámbito académico. A mis asesores, por su guía, paciencia y por siempre exigirme dar un poco más. Sus observaciones fueron fundamentales para que este trabajo tomara forma y lograra consolidarse.

De manera especial, agradezco a mi codirector, el Dr. Ariel Francisco Hernández, por ayudarme a darle dirección a muchas ideas que en ocasiones no lograba aterrizar, por darme claridad cuando las cosas no cuadraban y por impulsarme a estructurar mejor el pensamiento. A la Dra. Sara Lilia, por su confianza, por sus puntos de vista y por darme el espacio para desarrollar partes del trabajo a mi manera, permitiéndome tomar decisiones en momentos donde era necesario crecer también en ese aspecto.

También agradezco al Dr. Alfonso Aragón por sus consejos y su experiencia, que aportaron valor al desarrollo de esta investigación. Al Dr. Jason Flores Prieto, por mostrarme ideas desde enfoques distintos, a veces de manera disruptiva, pero que ayudaban a abrir más el panorama y a ver aplicaciones más allá del papel. Al Dr. Efraín Sima, por su paciencia y por exigirme cuando era necesario, incluso en momentos donde yo mismo sabía que debía dar más; en ocasiones de forma dura, pero necesaria para formarme con mayor carácter.

A mis padres, Sergio Aguilar y María Estela Cayetano, por su apoyo incondicional, por la confianza, por los valores y por ser siempre el pilar que me permitió llegar hasta aquí. Este logro también es de ustedes.

Al grupo de trabajo y de ideas, al Ing. Vicente Torres, Ing. Ismael González y al Ing. Santiago Marquina, por todas esas conversaciones y aprendizajes que no vienen en libros, pero que enseñan cómo se aplica realmente el conocimiento, más allá del lápiz y papel.

A mis compañeros y después amigos de la maestría, especialmente a Oscar y Hugo, con quienes comenzó este camino y con quienes tocó también enfrentar obstáculos, apoyarnos y salir adelante juntos.

A personas que estuvieron desde etapas tempranas, como Alejandro Maya, Julio Cesar, Farfán, Guillermo Carreto, por el apoyo cuando iniciaba como residente; a Reyna Ávalos, por el ánimo en esos primeros momentos, y a la Sra. Rocío, por siempre estar al pendiente y “jalarme las orejas” cuando hacía falta, en el mejor sentido.

A los amigos y compañeros que se fueron sumando en el camino, Ángel, Santiago, Marco, el buen Charly, Bonifacio (Bony), Brisa Ataly y todos aquellos con quienes se compartieron momentos dentro y

fuera del trabajo, incluyendo esas tardes en cubículos donde terminábamos compartiendo ideas... y también una que otra chuchería.

A Héctor Vázquez, por compartir experiencias y abrirme la perspectiva hacia un mundo más allá del ámbito académico, ayudándome a ver las cosas desde otro enfoque.

Y de manera muy especial, a toda la familia que encontré en mi llegada a Cuernavaca, Morelos. Llegar como un extraño y encontrar un lugar donde sentirse en casa no es algo que se olvide. A Axel, Bruno, Iker, Kiara, Ezequiel, Luis Kamilo, Carolina, Ximena, Camila, Jaely, Aziel, Gaby y a toda la familia Cruz, por los momentos compartidos, por las desveladas, incluso por esas partidas de UNO que se volvieron parte del día a día.

A las familias que también formaron parte de este proceso, como la familia Delgado Puente (incluyendo a los Albavera), la familia Pintor y la familia Sosa, con quienes se compartieron conversaciones, apoyo, reuniones y momentos tan simples como convivir y compartir un pastel, pero que al final hacen toda la diferencia.

A todas las familias y personas que me recibieron, que me dieron un espacio de confianza, apoyo y cercanía en cualquier momento, y que hicieron que este proceso fuera más humano y llevadero.

A todos los que formaron parte de este camino, directa o indirectamente, gracias. Este logro no es solo individual, es el resultado de todas esas personas, momentos y experiencias que se fueron sumando a lo largo del proceso. Espero en algún momento poder corresponder de la misma manera.

Tabla de contenido

Lista de figuras.....	1
Lista de tablas.....	3
Nomenclatura	4
Resumen.....	7
Abstract	10
Capítulo 1. Introducción.....	12
1.1 Estado del arte.....	12
1.1.1 Enfriamiento centralizado y distrito de enfriamiento como estrategia de gestión térmica	14
1.1.2 Criterios energéticos, económicos y operativos del distrito de enfriamiento	15
1.1.3 Geotermia aplicada a la refrigeración y sistemas por absorción	16
1.1.4 Sistemas híbridos solar–geotérmicos y aprovechamiento del calor residual.....	18
1.1.5 Distrito de enfriamiento geotérmico y aplicaciones a escala urbana.....	19
1.1.6 Conclusiones de la revisión del Estado del Arte	20
1.2 Planteamiento del problema.....	22
1.3 Justificación del problema	22
1.4 Objetivos.....	23
1.4.1 Objetivo general	23
1.4.2 Objetivos específicos.....	23
1.5 Alcances.....	23
1.6 Metodología general del estudio.....	23
1.7 Estructura de la tesis	24
Capítulo 2. Marco teórico.....	26
2.1. Refrigeración de espacios y distritos de enfriamiento	27
2.2 Cargas térmicas y climáticas.....	29
2.3 Recurso geotérmico como fuente térmica para sistemas de refrigeración.....	31
2.4 Intercambiador de calor	33
2.4.1 Metodología de evaluación térmica.....	36
2.5 Recolección solar térmica: fundamentos de los colectores solares.....	38
2.6 Almacenamiento térmico	41
2.6.1 Tipos de almacenamiento térmico.....	41
2.6.2 Capacidad térmica y principio de almacenamiento sensible	42

2.6.3	Estratificación térmica y termoclino.....	42
2.6.4	Modelación térmica del almacenamiento	43
2.6.5	Consideraciones exergéticas del almacenamiento térmico.....	43
2.6.6	Papel del almacenamiento en sistemas solares–geotérmicos	44
2.7	Modelos matemáticos de los componentes del sistema en TRNSYS	44
2.7.1	Enfoque general de simulación dinámica en TRNSYS.....	45
2.7.2	Modelo matemático del intercambiador de calor (Type 5)	45
2.7.3	Modelo matemático de los colectores solares térmicos (Type 1b).....	47
2.7.4	Modelo matemático del chiller de absorción (Type 107).....	48
2.7.5	Modelo matemático de la bomba de velocidad constante (Type 114)	49
2.8	Fundamentos termodinámicos del análisis energético y exergético	50
2.8.1	Energía y análisis energético	50
2.8.2	Entropía y Segunda Ley de la Termodinámica	51
2.8.3	Limitaciones del análisis energético clásico.....	51
2.8.4	Definición de exergía y estado muerto	52
2.8.5	Exergía específica de flujo	52
2.8.6	Balance exergético y destrucción de exergía.....	53
2.8.7	Definición funcional de producto y combustible exergético.....	53
2.8.8	Alcances del análisis exergético desarrollado	53
2.9	Fundamentos del análisis económico.....	54
2.9.1	Ahorro energético anual	54
2.9.2	Flujos de efectivo y horizonte de análisis.....	55
2.9.3	Valor Presente Neto (VPN).....	55
2.9.4	Tasa Interna de Retorno (TIR)	55
2.9.5	Periodo de recuperación de la inversión.....	56
2.10	Fundamentos del modelo 3E.....	56
Capítulo 3.	Configuración del SSG.....	58
3.1	Descripción general del sistema propuesto.....	58
3.2	Condiciones de referencia: cargas térmicas y climáticas.....	60
3.2.1	Condiciones climáticas de referencia	61
3.2.2	Determinación de cargas térmicas del edificio.....	62
3.3	Caracterización del recurso geotérmico (calor residual).....	63
3.4	Selección del intercambiador de calor	65
3.4.1	Planteamiento del problema térmico y supuestos de análisis.....	65
3.4.2	Descripción del equipo y condiciones de operación	66

3.4.3	Selección del coeficiente global de transferencia de calor	67
3.4.4	Resultados de desempeño térmico.....	68
3.4.5	Sensibilidad operativa	69
3.4.6	Riesgos operativos y criterios de aceptación.....	71
3.4.7	Parámetros recomendados (unidades nativas del Type 5g):.....	72
3.5	Recolección solar térmica.....	73
3.5.1	Comparativa técnica y justificación del tipo de colector seleccionado	74
3.5.2	Vinculación con el modelo comercial adoptado para el análisis económico	76
3.6	Dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico	78
3.6.1	Criterio de dimensionamiento energético.....	79
3.6.2	Estrategia de implementación y modularidad	80
3.6.3	Estratificación térmica y modelado del almacenamiento	81
3.7	Validación del estudio transitorio en TRNSYS	82
3.7.1	Caso de referencia y configuración del sistema validado.....	82
3.7.2	Análisis comparativo de la eficiencia del colector solar	84
3.7.3	Análisis comparativo del calor útil recolectado	84
3.7.4	Consideraciones finales de validación.....	85
Capítulo 4.	Resultados	87
4.1	Análisis paramétrico sobre la capacidad solar	87
4.1.1	Análisis de Cargas térmicas.....	87
4.1.2	Análisis paramétrico.....	90
4.1.3	Eficiencia en relación con la capacidad de refrigeración	92
4.1.4	Temperatura de entrada al colector en relación con su eficiencia y el COP del Chiller... 93	
4.1.5	Área de colección solar en relación con la eficiencia del colector solar	97
4.1.6	Influencia del COP del chiller en el porcentaje de refrigeración solar.....	99
4.2	Análisis energético.....	100
4.2.1	Área de colección solar en relación con la eficiencia promedio del colector solar	100
4.2.2	Análisis mensual de la eficiencia del colector solar en función del área de captación... 102	
4.2.3	Análisis del día crítico de operación (22 de julio).....	107
4.2.4	Selección del área óptima del campo solar.....	108
4.2.5	Contraste con estudios previos	109
4.2.6	Día Crítico	111
4.2.7	Verano	115
4.2.8	Anual	119
4.3	Análisis exergético.....	125

4.3.1	Diagrama del sistema y resultados exergéticos por nodo	125
4.3.2	Distribución global de la destrucción de exergía.....	126
4.3.3	Análisis exergético del intercambiador de calor (SHX)	127
4.3.4	Análisis exergético del colector solar	128
4.3.5	Análisis exergético del sistema de almacenamiento térmico	129
4.3.6	Análisis exergético del chiller por absorción	129
4.3.7	Análisis exergético de las bombas.....	130
4.3.8	Evaluación exergética global del sistema.....	131
4.4	Evaluación del aporte solar térmico al sistema de refrigeración	133
4.4.1	Metodología de evaluación.....	134
4.4.2	Capacidad de enfriamiento obtenida para distintos valores de COP	134
4.4.3	Análisis del aporte promedio del sistema solar	135
4.4.4	Análisis del aporte máximo instantáneo.....	136
4.4.5	Discusión del papel del sistema solar térmico.....	137
4.5	Análisis económico.....	137
4.5.1	Sistema de referencia: refrigeración convencional.....	138
4.5.2	Costos del sistema solar-geotérmico: configuración base	139
4.5.3	Escenario equivalente al 100 % de la demanda: sistema de 6 módulos	140
4.5.4	Consumo eléctrico del sistema SSG y ahorro energético	141
4.5.5	Costos eléctricos y ahorro económico anual	142
4.5.6	Periodo de retorno simple.....	142
4.5.7	Valor presente neto y tasa interna de retorno	143
4.5.8	Análisis de sensibilidad al precio de electricidad y determinación del punto de equilibrio 144	
Capítulo 5. Conclusiones y Recomendaciones.....		146
5.1	Conclusiones generales.....	146
5.2	Recomendaciones	148
Apéndice		150
A: Caracterización climática base empleada en el dimensionamiento del sistema.....		150
B: Fichas técnicas.....		151
C: Visualización arquitectónica del proyecto.....		153
D: Productos obtenidos		160
E: Código numérico en EES del SSG		160
Bibliografía		166

Lista de figuras

Figura 1.1. Ubicación de los principales campos geotérmicos (CFE, 2022).	13
Figura 1.2. Metodología general del estudio desarrollado para la evaluación del sistema solar– geotérmico.....	24
Figura 2.1. Esquema conceptual del sistema solar–geotérmico propuesto para la climatización de edificaciones mediante chiller por absorción.	26
Figura 2.2. Esquemas conceptuales de intercambiadores de calor de flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. (Jaramillo, 2007).....	35
Figura 2.3. Componentes de la radiación solar incidente: radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada (albedo). Adaptado de Duffie y Beckman (2013).	38
Figura 2.4. Esquema de un intercambiador de calor, (Robledo Fava, 2018).	46
Figura 3.1. Esquema del modelo físico del sistema solar-geotérmico propuesto. Fuente: Elaboración propia.....	60
Figura 3.2. Punto de extracción del recurso geotérmico en el separador de humedad de CPI-U5. Fuente: Francisco-Hernández (2025).	64
Figura 3.3. Configuración del sistema solar de enfriamiento reportado por Chen et al. (2017), empleada como caso de referencia para la validación del modelo.	83
Figura 4.1. Cargar térmicas para la refrigeración durante un año.	88
Figura 4.2 Demanda mensual durante 12 horas de trabajo de cada día del mes.	89
Figura 4.3. Capacidad de enfriamiento en relación con la eficiencia.....	92
Figura 4.4. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (Tent = 60°C, distintos COP).94	
Figura 4.5. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (Tent = 70°C, distintos COP).94	
Figura 4.6. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (Tent = 80°C, distintos COP).95	
Figura 4.7. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (Tent = 90°C, distintos COP).96	
Figura 4.8. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (Tent = 100°C, distintos COP).	97
Figura 4.9. Eficiencia del colector vs. área de colección solar en distintos meses.....	98
Figura 4.10. Eficiencia del colector vs. área de colección solar en distintos meses.....	99
Figura 4.11. Variación de la eficiencia promedio del colector solar en función del área de captación durante los meses de verano en Cerro Prieto I.	101
Figura 4.12. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de junio.....	103
Figura 4.13. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de julio.	104
Figura 4.14. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de agosto.	105
Figura 4.15. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de septiembre.	106
Figura 4.16. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el día crítico (22 de julio).	107
Figura 4.17. Plataforma de simulación en TRNSYS del sistema híbrido solar–geotérmico para refrigeración por absorción.	110
Figura 4.18. Análisis dinámico de las temperaturas del SSG durante el 22 de julio mediante TRNSYS.	112
Figura 4.19. Comportamiento del “chiller” por absorción bajo condiciones de operación en día típico.	113

Figura 4.20. Comportamiento térmico del tanque térmico en un día típico.....	114
Figura 4.21. Perfil horario de operación de las torres de enfriamiento en un día típico.	115
Figura 4.22. Análisis del GDCS en condiciones de verano (20 de junio al 22 de septiembre).....	116
Figura 4.23. Comportamiento del tanque de almacenamiento térmico en condiciones de verano	117
Figura 4.24. Comportamiento de la torre de refrigeración en condiciones de verano.	118
Figura 4.25. Análisis del GDCS en condiciones anuales.	119
Figura 4.26. Comportamiento anual del tanque de almacenamiento térmico.	121
Figura 4.27. Comportamiento anual de la torre de refrigeración.	122
Figura 4.28. Diagrama del sistema solar–geotérmico con la identificación de los nodos de entrada y salida utilizados para el análisis exergético.....	125
Figura 4.29. Capacidad de enfriamiento promedio equivalente y cobertura de la demanda en función del COP del chiller de absorción.....	135
Figura 4.30. Capacidad máxima instantánea de enfriamiento y cobertura de la demanda en función del COP del chiller de absorción.....	136
Figura B- 1. Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos y coraza (STHE).	151
Figura B- 2. Ficha técnica del colector solar plano VLC 25 utilizado en el análisis económico.	152
Figura B- 3. Ficha técnica del tanque comercial SIE SOL utilizado como módulo base del sistema de almacenamiento térmico.	152

Lista de tablas

Tabla 3-1. Datos de la caracterización de la fuente térmica en el separador de humedad, (Francisco-Hernandez., 2024).	65
Tabla 3-2 Resultados de sensibilidad	70
Tabla 3-3 Datos técnicos de los colectores	74
Tabla 3-4. Costos con un COP=0.2 del Chiller	75
Tabla 3-5. Costos con un COP=0.7 del Chiller	75
Tabla 4-1. Relación de capacidad de enfriamiento con demanda	89
Tabla 4-2. Predimensionamiento con un $T_{ent}=60^{\circ}\text{C}$ y un COP=0.2 y un área de 138 m^2 .	91
Tabla 4-3. Resultados termodinámicos y exergéticos de los nodos del sistema bajo condiciones promedio del día crítico.	125
Tabla 4-4. Capacidad de enfriamiento y fracción de refrigeración cubierta por el sistema solar térmico.	134
Tabla 4-5. Consideraciones para el análisis económico del sistema solar-geotérmico integrado.	138
Tabla 5-6. Costos de los componentes del sistema solar-geotérmico de refrigeración (USD).	139
Tabla 5-7. Inversión y costos operativos del escenario de 6 módulos	140
Tabla 4-8. Comparación del consumo eléctrico anual.	141
Tabla 4-9. Costos eléctricos anuales y ahorro bruto.	142
Tabla 4-10. Ahorro neto anual considerando O&M.	142
Tabla 4-11. Periodo de retorno simple.	143
Tabla 4-12. Indicadores financieros globales.	143

Nomenclatura

Símbolo	Significado	Unidades
A	Área	m^2
C_p	Calor específico a presión constante	$kJ/(kg \cdot K)$
COP	Coeficiente de desempeño	—
E	Energía	kWh
$\dot{E}$	Tasa de energía	kW
Ex	Exergía	kJ
$\dot{Ex}$	Tasa de exergía	kW
F	Factor de corrección o factor de remoción	—
G	Radiación solar incidente	W/m^2
h	Entalpía específica	kJ/kg
IAM	Modificador del ángulo de incidencia	—
m	Masa	kg
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/s
N	Número de unidades (tanques)	—
NTU	Número de unidades de transferencia	—
P	Potencia eléctrica	W
Q	Calor o energía térmica (transferida o almacenada)	kWh
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de calor	W, kW
s	Entropía específica	$kJ/(kg \cdot K)$
T	Temperatura	$^{\circ}C$
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$W/(m^2 \cdot K)$
UA	Conductancia térmica global	W/K
U_L	Coeficiente global de pérdidas térmicas	$W/(m^2 \cdot K)$
V	Volumen	m^3
W	Trabajo	kJ
$\dot{W}$	Potencia mecánica	kW
ρ	Densidad	kg/m^3
α_0	Coeficiente óptico del colector	—

a_1	<i>Coeficiente lineal de pérdidas</i>	$W/(m^2 \cdot K)$
a_2	<i>Coeficiente cuadrático de pérdidas</i>	$W/(m^2 \cdot K^2)$
Acrónimos	<i>Significado</i>	<i>Unidades</i>
C	<i>Costo</i>	<i>MXN, USD</i>
CAPEX	<i>Costo de inversión inicial</i>	<i>MXN, USD</i>
OPEX	<i>Costo de operación y mantenimiento</i>	<i>MXN/año</i>
CF	<i>Flujo de efectivo anual</i>	<i>MXN/año</i>
i	<i>Tasa de descuento</i>	—
n	<i>Vida útil del proyecto</i>	<i>años</i>
VPN	<i>Valor Presente Neto</i>	<i>MXN, USD</i>
TIR	<i>Tasa Interna de Retorno</i>	—
LCOE	<i>Costo nivelado de la energía</i>	<i>MXN/kWh</i>
S	<i>Ahorro económico anual</i>	<i>MXN/año</i>
t	<i>Tiempo</i>	<i>años</i>
SSG	<i>Sistema solar geotérmico</i>	
Letras griegas	<i>Significado</i>	<i>Unidades</i>
ε	<i>Efectividad del intercambiador</i>	—
η	<i>Eficiencia o rendimiento</i>	—
ϕ	<i>Exergía específica</i>	<i>kJ/kg</i>
Δ	<i>Diferencia</i>	—
Subíndice		
c	<i>Fluido frío</i>	
h	<i>Fluido caliente</i>	
i	<i>Entrada</i>	
o	<i>Salida</i>	
in	<i>Entrada</i>	
out	<i>Salida</i>	
max	<i>Valor máximo</i>	
min	<i>Valor mínimo</i>	

<i>u</i>	<i>Útil</i>
<i>a</i>	<i>Ambiente</i>
<i>T</i>	<i>Total</i>
<i>hw</i>	<i>Agua caliente</i>
<i>cw</i>	<i>Agua de enfriamiento</i>
<i>ch</i>	<i>Agua enfriada</i>
<i>aux</i>	<i>Energía auxiliar</i>
<i>rated</i>	<i>Valor nominal</i>
<i>shaft</i>	<i>Eje</i>
<i>fluid</i>	<i>Fluido</i>
<i>motor</i>	<i>Motor</i>
<i>loss</i>	<i>Pérdidas</i>

Resumen

En el presente trabajo se desarrolla y evalúa un sistema solar–geotérmico integrado (SSG) con el objetivo de climatizar una edificación bajo condiciones climáticas extremas de alta temperatura, representativas de la región de Mexicali, Baja California, México, y analizar su viabilidad técnica, energética, exergética y económica como alternativa a los sistemas convencionales de refrigeración por compresión mecánica. La metodología empleada combina simulación dinámica mediante el software TRNSYS con análisis termodinámicos complementarios y una evaluación económica basada en indicadores financieros convencionales.

El sistema propuesto se configura de manera modular e integra de forma secuencial un subsistema geotérmico, un campo de colectores solares térmicos, un sistema de almacenamiento térmico y un chiller por absorción. El proceso inicia con el aprovechamiento del recurso geotérmico mediante un circuito de salmuera que transfiere calor a un circuito secundario de agua a través de un intercambiador de calor salmuera–agua. Posteriormente, el fluido térmico circula hacia un campo de colectores solares térmicos, donde se incrementa su temperatura mediante el aprovechamiento de la radiación solar disponible. El calor obtenido se almacena en un tanque de almacenamiento térmico estratificado, desde el cual se suministra energía térmica al generador de un chiller por absorción encargado de producir la capacidad de enfriamiento requerida para cubrir la carga de enfriamiento de la edificación. Parte del fluido es recirculado hacia el intercambiador de calor, permitiendo aprovechar de manera conjunta el calor geotérmico disponible y la energía solar térmica.

A partir de la simulación anual del sistema se evaluó su desempeño energético, identificándose una fracción solar del orden del 60%, lo que confirma la capacidad del sistema para cubrir una parte significativa de la demanda de enfriamiento anual mediante el aprovechamiento de energía solar térmica. El análisis de la carga térmica del edificio muestra un comportamiento estacional asociado a las condiciones climáticas de la región, registrándose la mayor demanda de enfriamiento durante el mes de julio, con una capacidad requerida cercana a 111.79 kW (≈ 31.68 toneladas de refrigeración). Asimismo, se observó una adecuada correspondencia entre la disponibilidad del recurso solar y los periodos de mayor demanda de enfriamiento, particularmente durante los meses críticos de operación.

El análisis exergético permitió evaluar la calidad de la energía en los distintos componentes del sistema, obteniéndose una eficiencia exergética global del orden del 21%, valor coherente con sistemas térmicos de baja temperatura impulsados por energía solar. Las principales destrucciones de exergía se localizaron en el campo de colectores solares y en los procesos de transferencia de calor asociados al suministro térmico del chiller por absorción. El sistema de almacenamiento térmico mostró un desempeño favorable dentro del rango de temperaturas de diseño, manteniendo temperaturas del fluido térmico entre aproximadamente 85 y 95 °C en la zona superior del tanque, adecuadas para la alimentación del generador del chiller, lo que contribuyó a la estabilidad operativa del sistema.

Desde el punto de vista económico, se realizó una evaluación comparativa frente a un sistema convencional de refrigeración, considerando un escenario equivalente al 100 % de la demanda mediante la integración de seis módulos del sistema solar-geotérmico. El análisis incluyó el cálculo del periodo de retorno simple, el valor presente neto y la tasa interna de retorno bajo distintos escenarios tarifarios. Con el dimensionamiento final adoptado, la inversión total asciende a 3,109,990.02 USD. Los resultados muestran que, bajo una tarifa eléctrica de 0.067 USD/kWh, el sistema presenta un valor presente neto ligeramente negativo y una tasa interna de retorno cercana al 9.7%, situándose en una condición financiera próxima al punto de equilibrio, aunque sin alcanzar rentabilidad descontada dentro del horizonte de 20 años considerado. En el escenario de tarifa baja (0.045 USD/kWh), el sistema no alcanza rentabilidad financiera, presentando un VPN claramente negativo, aun cuando existe recuperación simple de la inversión.

El análisis de sensibilidad permitió determinar un precio crítico de electricidad del orden de 0.070 USD/kWh, a partir del cual el sistema alcanza rentabilidad financiera bajo las condiciones económicas evaluadas. Este umbral supera ligeramente la tarifa alta considerada, lo que explica el comportamiento observado en los indicadores financieros. En consecuencia, la viabilidad económica del sistema no depende únicamente de su desempeño energético, sino del contexto tarifario específico y del nivel de inversión requerido.

En conjunto, los resultados confirman que el sistema solar-geotérmico integrado constituye una alternativa técnicamente viable, energéticamente eficiente y ambientalmente favorable para aplicaciones de refrigeración. No obstante, su viabilidad económica se encuentra condicionada

al contexto tarifario y a los costos de inversión, lo que resalta la importancia de integrar análisis energético, exergético y económico de manera conjunta para evaluar de forma integral sistemas de refrigeración basados en energías renovables, particularmente en regiones con alta radiación solar y altas demandas de enfriamiento.

Abstract

In the present work, an integrated solar–geothermal system (SGS) is developed and evaluated with the objective of air-conditioning a building under extreme high-temperature climatic conditions representative of the region of Mexicali, Baja California, Mexico, while analyzing its technical, energetic, exergetic, and economic feasibility as an alternative to conventional mechanical vapor-compression cooling systems. The adopted methodology combines dynamic simulation using TRNSYS software with complementary thermodynamic analyses and an economic evaluation based on conventional financial indicators.

The proposed system is configured in a modular arrangement and sequentially integrates a geothermal subsystem, a solar thermal collector field, a thermal energy storage system, and an absorption chiller. The process begins with the utilization of the geothermal resource through a brine circuit that transfers heat to a secondary water circuit by means of a brine–water heat exchanger. Subsequently, the thermal fluid circulates through a solar thermal collector field, where its temperature is increased by taking advantage of the available solar radiation. The thermal energy obtained is stored in a stratified thermal storage tank, from which thermal energy is supplied to the generator of an absorption chiller responsible for producing the cooling capacity required to satisfy the building cooling load. Part of the fluid is recirculated toward the heat exchanger, enabling the combined utilization of the available geothermal heat and solar thermal energy.

Based on the annual system simulation, its energetic performance was evaluated, identifying a solar fraction of approximately 60%, confirming the capability of the system to satisfy a significant portion of the annual cooling demand through solar thermal energy utilization. The building thermal load analysis revealed a seasonal behavior associated with the climatic conditions of the region, with the highest cooling demand occurring during July, reaching a required capacity close to 111.79 kW (≈ 31.68 refrigeration tons). Additionally, an adequate correspondence between solar resource availability and peak cooling demand periods was observed, particularly during the critical summer operating months.

The exergetic analysis allowed evaluation of the energy quality throughout the different system components, obtaining an overall exergetic efficiency of approximately 21%, which is consistent with low-temperature thermal systems driven by solar energy. The major exergy

destructions were identified within the solar collector field and in the heat transfer processes associated with the thermal supply to the absorption chiller. The thermal storage system exhibited favorable performance within the design temperature range, maintaining thermal fluid temperatures between approximately 85 and 95 °C in the upper region of the storage tank, which are suitable for supplying the chiller generator and contributed to the operational stability of the system.

From an economic perspective, a comparative evaluation against a conventional cooling system was carried out considering a scenario equivalent to 100% of the cooling demand through the integration of six solar–geothermal modules. The analysis included the calculation of the simple payback period, net present value (NPV), and internal rate of return (IRR) under different electricity tariff scenarios. With the final adopted sizing, the total investment cost reached 3,109,990.02 USD. The results indicate that, under an electricity tariff of 0.067 USD/kWh, the system presents a slightly negative net present value and an internal rate of return close to 9.7%, positioning the system near the financial break-even point, although discounted profitability is not achieved within the considered 20-year project lifetime. Under the low-tariff scenario (0.045 USD/kWh), the system does not achieve financial profitability, presenting a clearly negative NPV despite achieving simple investment recovery.

The sensitivity analysis identified a critical electricity price of approximately 0.070 USD/kWh, above which the system becomes financially feasible under the evaluated economic conditions. This threshold is slightly higher than the high electricity tariff considered, which explains the observed behavior of the financial indicators. Consequently, the economic feasibility of the system depends not only on its energetic performance, but also on the specific tariff context and the required investment level.

Overall, the results confirm that the integrated solar–geothermal system constitutes a technically feasible, energetically efficient, and environmentally favorable alternative for cooling applications. Nevertheless, its economic feasibility remains conditioned by the electricity tariff context and investment costs, highlighting the importance of integrating energetic, exergetic, and economic analyses to comprehensively evaluate renewable energy-based cooling systems, particularly in regions with high solar radiation and elevated cooling demands.

Capítulo 1. Introducción

Este capítulo presenta el contexto general de la investigación y describe el planteamiento del problema, la justificación que respalda el estudio, los objetivos planteados y el alcance de la investigación relacionada con el desarrollo del sistema solar-geotérmico propuesto.

1.1 Estado del arte

El confort térmico en edificaciones es un tema de creciente preocupación, especialmente en regiones cálidas donde una gran parte de las viviendas presenta condiciones inadecuadas para garantizar el bienestar de sus ocupantes. Esta situación es frecuentemente resultado de una deficiente planificación arquitectónica, donde no se consideran factores determinantes como la orientación del inmueble respecto a la trayectoria solar, la dirección e intensidad de los vientos predominantes, la temperatura y humedad ambiente, así como las características térmicas de los materiales constructivos. La omisión de estos aspectos conduce a un mayor requerimiento de energía para climatización, incrementando los costos operativos y la dependencia de fuentes fósiles.

En México, una proporción significativa de la energía eléctrica utilizada en el sector residencial proviene de combustibles fósiles, representando aproximadamente el 75% de la generación eléctrica nacional, principalmente a partir de gas natural, petróleo y carbón, lo cual contribuye de forma directa al aumento de las emisiones contaminantes a nivel nacional e internacional (Ember, 2025). Este fenómeno se intensifica en zonas cálidas y semiáridas que abarcan cerca del 60% del territorio nacional, donde el uso de sistemas de refrigeración representa uno de los principales focos de consumo energético. Este patrón se replica a nivel global: se estima que los edificios son responsables del 30 al 40% del consumo de energía mundial, y de hasta un 40% de las emisiones de gases de efecto invernadero.

En particular, la demanda de energía para enfriamiento de edificios tanto en sectores residenciales como comerciales representa entre un 3% y un 7% del consumo energético mundial, y se prevé que esta cifra aumente significativamente en las próximas décadas, alcanzando hasta un 35% para el año 2050 y un 61% para 2100 (Santamouris, 2016). Frente a este escenario, el desarrollo e implementación de sistemas de climatización sostenibles basados en energías renovables ha cobrado especial relevancia, representando una estrategia clave para

mitigar el impacto ambiental del sector de la construcción y reducir la dependencia de fuentes energéticas convencionales.



Figura 1.1. Ubicación de los principales campos geotérmicos (CFE, 2022).

Con respecto al aprovechamiento de la energía geotérmica, México cuenta con una capacidad instalada cercana a los 950–1000 MW, lo que lo posiciona entre los principales países productores de electricidad geotérmica a nivel mundial. Esta capacidad se encuentra distribuida principalmente en campos geotérmicos de tipo hidrotermal, los cuales han sido desarrollados y operados históricamente por la Comisión Federal de Electricidad (CFE), aprovechando el potencial geotérmico asociado a zonas volcánicas y tectónicamente activas del país (CEMIE-Geo, 2019). En la Figura 1.1 se muestra la ubicación de los principales campos geotérmicos en México.

De estos campos, los más representativos son: Cerro Prieto, en Baja California, con una capacidad instalada aproximada de 570 MW; Los Azufres, en Michoacán, con alrededor de 248 MW; Los Hornos, en Puebla, con una capacidad cercana a 94–120 MW; y Las Tres Vírgenes, en Baja California Sur, con una capacidad aproximada de 10 MW (CEMIE-Geo, 2019; SENER, 2021). Adicionalmente, existen otros sitios con potencial geotérmico en distintas etapas de exploración y desarrollo, lo que evidencia la relevancia estratégica de este recurso energético en el país.

En términos de generación eléctrica, la producción geotermoeléctrica nacional ha mostrado una ligera disminución en años recientes, asociada a la madurez de los campos y a la reducción en la producción de vapor en algunos yacimientos, particularmente en Cerro Prieto (SENER, 2021).

A pesar de ello, estos recursos geotérmicos continúan representando una fuente energética relevante, cuya aplicación ha evolucionado más allá de la generación eléctrica. En este sentido, el uso directo de la geotermia, especialmente en aplicaciones de baja entalpía, ha comenzado a explorarse en sistemas de climatización, calefacción y procesos térmicos, aunque su desarrollo en México aún se encuentra en una etapa incipiente en comparación con su potencial disponible (CEMIE-Geo, 2019).

A partir de este marco general, el presente capítulo revisa de manera estructurada el estado del arte relacionado con los sistemas de enfriamiento centralizado, el distrito de enfriamiento y la integración de energía solar y geotérmica para aplicaciones de refrigeración, con énfasis en su potencial de aplicación a edificaciones bajo criterios energéticos, exergéticos y económicos.

1.1.1 Enfriamiento centralizado y distrito de enfriamiento como estrategia de gestión térmica

El crecimiento del sector de edificaciones y el aumento acelerado de la demanda de refrigeración han posicionado al enfriamiento centralizado y a los sistemas de enfriamiento distrital (DCS, por sus siglas en inglés) como una solución prioritaria en la planeación energética urbana y de grandes complejos (IEA, 2024; Rezaie & Rosen, 2012). Un DCS se fundamenta en la producción centralizada de frío y su distribución hacia múltiples usuarios mediante una red hidráulica de agua helada, eliminando la necesidad de plantas independientes en cada edificio y permitiendo una operación coordinada del sistema (Rezaie & Rosen, 2012; ASHRAE, 2013). Este enfoque resulta especialmente atractivo cuando existe una alta concentración de cargas de enfriamiento, como clústeres urbanos densos, campus, hospitales y complejos administrativos o industriales (IEA, 2024; Dominković et al., 2017).

La literatura reciente coincide en que la principal ventaja de los sistemas DCS es de carácter sistémico: al centralizar la producción, se facilita la operación de los equipos cerca de su régimen de mayor eficiencia, la implementación de estrategias de control y mantenimiento a escala de planta, y la integración con almacenamiento térmico y fuentes de energía no convencionales

(Eveloy & Ayoub, 2019; Lund et al., 2018). Además, los sistemas DCS pueden disminuir significativamente la demanda pico eléctrica asociada a la compresión mecánica, reduciendo el estrés en la red y la inversión en infraestructura, lo cual es crítico en climas cálidos y regiones con crecimiento urbano acelerado (Santamouris, 2016; Inayat & Raza, 2019).

Un aspecto clave resaltado en revisiones y guías recientes es que los sistemas DCS no deben entenderse únicamente como “una planta central con tuberías”, sino como sistemas de energía distrital cuyo desempeño depende de la interacción entre la producción, la red de distribución, los edificios conectados y las estrategias de control (IEA, 2024; Eveloy & Ayoub, 2019). Esta visión sistémica resulta particularmente útil para analizar edificios o conjuntos institucionales (por ejemplo, campus) bajo el marco conceptual de distritos de enfriamiento, aun cuando no constituyan un “distrito urbano” en sentido estricto (Romanov & Leiss, 2022; Hinkelman et al., 2022).

1.1.2 Criterios energéticos, económicos y operativos del distrito de enfriamiento

La viabilidad de un sistema de enfriamiento distrital (DCS) se evalúa con criterios que van más allá del coeficiente de desempeño (COP) de un chiller. Entre los factores determinantes se incluyen la densidad de carga, la simultaneidad de la demanda, la longitud de la red, las pérdidas térmicas e hidráulicas, el costo de la electricidad, la temperatura de retorno y el grado de conexión de los usuarios (Rezaie & Rosen, 2012; Inayat & Raza, 2019). En climas cálidos, los sistemas DCS suelen mostrar ventajas debido al elevado número de horas de operación y a la posibilidad de amortizar la infraestructura mediante un mayor factor de utilización (Dominković et al., 2017; Eveloy & Ayoub, 2019).

En el plano económico, diversos estudios de caso han demostrado que el uso de almacenamiento térmico parcial puede reducir la capacidad instalada de enfriamiento y los costos asociados, con impactos significativos en la reducción de emisiones de CO₂ en comparación con sistemas individuales. Por ejemplo, análisis tecnoeconómicos reportan disminuciones relevantes en la capacidad requerida de los chillers y en las emisiones cuando se integra almacenamiento térmico junto con una operación optimizada (Thakar et al., 2021). Esta estrategia, basada en desacoplar la producción de la demanda, es recurrente en este tipo de sistemas: el almacenamiento de energía térmica (TES, por sus siglas en inglés) permite desplazar el consumo eléctrico fuera de

los periodos pico, estabilizar la operación y mejorar la confiabilidad global del sistema (Cascetta et al., 2018; Eveloy & Ayoun, 2019).

En condiciones reales de operación aparecen fenómenos que degradan el desempeño del sistema. Uno de los más citados es el denominado “síndrome de bajo ΔT ” (*low delta-T*), en el cual la temperatura de retorno resulta inferior a la de diseño, lo que obliga a operar con mayores caudales para suministrar la misma potencia térmica, incrementando el consumo de bombeo, las pérdidas y limitando la capacidad efectiva de la red (Jangsten et al., 2020; Jangsten et al., 2022). Los estudios basados en datos operativos han identificado causas típicas, entre las que destacan: operación en condiciones cercanas a la saturación del intercambiador, puntos de consigna secundarios no óptimos, aproximaciones térmicas insuficientes y deficiencias en el diseño u operación del lado secundario en los edificios (Jangsten et al., 2020). En consecuencia, la literatura propone medidas tanto técnicas como de gestión, tales como el ajuste de los puntos de consigna, la restricción del flujo primario, la implementación de incentivos económicos asociados a temperaturas de retorno elevadas y el cumplimiento de guías de diseño (Jangsten et al., 2022; ASHRAE, 2013).

Finalmente, una tendencia transversal es el uso de modelado dinámico, gemelos digitales y estrategias de control predictivo para reducir costos y mejorar el desempeño del sistema. Se han desarrollado plataformas virtuales para control predictivo basado en modelos (MPC) y gemelos digitales orientados a minimizar los costos de inversión y operación, así como modelos abiertos en librerías de simulación (por ejemplo, Modelica) aplicados a casos reales, reforzando la transición de los sistemas DCS hacia infraestructuras inteligentes (Zabala et al., 2020; Hinkelman et al., 2022).

1.1.3 Geotermia aplicada a la refrigeración y sistemas por absorción

La energía geotérmica destaca por su estabilidad temporal y alta disponibilidad, cualidades estratégicas para aplicaciones de refrigeración cuando se busca reducir la dependencia eléctrica y las emisiones. A diferencia de la generación eléctrica (que frecuentemente requiere niveles de entalpía elevados), los sistemas de refrigeración por absorción pueden operar con fuentes de baja y media temperatura, ampliando significativamente su campo de aplicación (Romanov & Leiss, 2022; Soltani et al., 2019). En este contexto, la integración de la geotermia con sistemas de refrigeración por absorción (VARs, por sus siglas en inglés) ha sido estudiada tanto para

edificaciones como para procesos industriales y esquemas de multigeneración, reportándose desempeños competitivos y análisis energéticos y exergéticos que identifican oportunidades claras de mejora (Yilmaz, 2017; Ozcan et al., 2019).

Respecto al ciclo de absorción, la selección del par de trabajo es un aspecto clave. Diversas revisiones y estudios comparativos señalan que el sistema LiBr-H₂O es más adecuado para aplicaciones de aire acondicionado, debido a sus condiciones típicas de evaporación y su operación estable, mientras que el sistema NH₃-H₂O resulta más apropiado para aplicaciones de baja temperatura (Horuz, 1998; Jaruwongwittaya & Chen, 2010). Estudios adicionales indican que los sistemas LiBr-H₂O suelen alcanzar coeficientes de desempeño (COP) más elevados; sin embargo, presentan retos importantes como el riesgo de cristalización, mayor complejidad operativa, costos elevados y consideraciones de seguridad, lo que ha motivado el desarrollo de configuraciones más compactas y robustas (Chijioke, 2010; Nikbakhti et al., 2020).

En términos de irreversibilidades, múltiples investigaciones coinciden en que el absorbedor es el componente donde se concentran las mayores destrucciones exergéticas, lo que orienta el diseño hacia el uso de intercambiadores de calor más eficientes, mejores aproximaciones térmicas y un control más preciso de las variables operativas (Meraj et al., 2016; Ozcan et al., 2019). Asimismo, se ha reportado la operación de sistemas NH₃-H₂O activados por calor residual bajo condiciones ambientales extremas, demostrando su factibilidad en ambientes severos y evidenciando que los límites de desempeño se asocian principalmente al absorbedor y al desorbedor (Goyal et al., 2017; Garimella et al., 2019).

Las aplicaciones geotérmicas abarcan desde casos a gran escala, con periodos de recuperación de la inversión del orden de una década bajo ciertos supuestos económicos y regulatorios (Wang et al., 2013), hasta propuestas de integración en plantas geotérmicas para el aprovechamiento de salmueras y la maximización del uso del recurso térmico (Kanoglu et al., 1998). En el contexto mexicano, existe evidencia histórica de demostraciones con enfriadores de absorción alimentados por geotermia de baja entalpía en campos como Cerro Prieto y Los Azufres, lo cual constituye un antecedente técnico relevante para aplicaciones actuales (Best et al., 1986; Best et al., 1990).

1.1.4 Sistemas híbridos solar–geotérmicos y aprovechamiento del calor residual

La integración de energía solar térmica y geotermia responde a una complementariedad natural: la geotermia aporta una carga base (baseload) estable, mientras que la energía solar se alinea temporalmente con los periodos de mayor demanda de enfriamiento (Calise et al., 2016; Karapekmez & Dincer, 2020). En configuraciones híbridas, la literatura muestra que el desempeño del sistema no depende únicamente del coeficiente de desempeño (COP) del chiller, sino del acoplamiento entre los colectores solares, el sistema de almacenamiento térmico, la estrategia de control y los perfiles de demanda. Por esta razón, la simulación dinámica anual se ha consolidado como una herramienta fundamental para evaluar el comportamiento del sistema bajo condiciones operativas realistas (Calise et al., 2016; Cascetta et al., 2018).

En sistemas solares de absorción, se han estudiado diferentes tecnologías de colectores, como los colectores de tubos evacuados (ETC), los colectores parabólicos compuestos (CPC) y los colectores parabólicos tipo canal (PTC), así como esquemas de modelado transitorio mediante TRNSYS. Estos estudios reportan coeficientes de desempeño en rangos intermedios y destacan el papel de las estrategias de control y del almacenamiento térmico para garantizar la continuidad y estabilidad de la operación (Asim et al., 2016; Sokhansefat et al., 2017; Khan et al., 2018). Asimismo, la literatura documenta aplicaciones en México donde sistemas de absorción solar han sido empleados para confort térmico en comunidades e infraestructura específica, lo que refuerza el potencial de esta tecnología en climas cálidos, particularmente cuando existe disponibilidad de irradiación solar y una demanda predominantemente diurna (Aguilar-Jiménez et al., 2019).

Por su parte, los sistemas híbridos solar–geotérmicos y los esquemas de poligeneración incorporan un argumento energético robusto: al recuperar y reasignar calor, ya sea residual o proveniente de fuentes solares, se incrementa la eficiencia global del sistema y se reduce el desperdicio energético, habilitando la refrigeración como producto o coproducto de arquitecturas energéticas integradas (DeLovato et al., 2019; Ezzat & Dincer, 2016). Diversos trabajos en poligeneración han reportado eficiencias energéticas y exergéticas relevantes al combinar geotermia y energía solar con ciclos auxiliares, como el ciclo orgánico de Rankine (ORC), junto con sistemas de refrigeración por absorción. Estos estudios demuestran que el

diseño óptimo de este tipo de sistemas requiere un análisis simultáneo desde los enfoques energético, exergético y económico (Javadi et al., 2021; Calise et al., 2021).

En este contexto, la integración solar–geotérmica se posiciona como una alternativa tecnológica viable para aplicaciones de refrigeración en edificaciones, particularmente en regiones con alta disponibilidad de recurso solar y potencial geotérmico, donde el aprovechamiento combinado de ambas fuentes permite mejorar la eficiencia operativa del sistema y reducir la dependencia de la energía eléctrica convencional.

1.1.5 Distrito de enfriamiento geotérmico y aplicaciones a escala urbana

El distrito de enfriamiento geotérmico se posiciona como una alternativa estratégica para la descarbonización de las ciudades, particularmente en el marco de la transición hacia redes térmicas avanzadas. En los últimos años, la discusión se ha orientado hacia la evolución generacional de las redes de calefacción y enfriamiento distrital, destacando los conceptos de cuarta y quinta generación (4GDHC y 5GDHC, por sus siglas en inglés), con énfasis en redes de baja temperatura, participación de prosumidores, integración masiva de energías renovables, aprovechamiento de calor residual, almacenamiento térmico y digitalización (Buffa et al., 2019; Østergaard et al., 2022; Yao et al., 2024).

En particular, los sistemas 5GDHC proponen redes bidireccionales de baja temperatura que facilitan el intercambio energético entre usuarios y la integración de fuentes como la geotermia somera, las geoestructuras energéticas y las bombas de calor distribuidas. Diversos estudios de revisión y casos europeos señalan beneficios como la reducción de pérdidas en la red de distribución y la obtención de coeficientes de desempeño estacionales elevados en enfriamiento; sin embargo, persisten barreras relevantes, entre ellas los altos costos iniciales, la falta de incentivos, la ausencia de metodologías estandarizadas y la necesidad de herramientas robustas de evaluación (Buffa et al., 2019; Bilardo et al., 2021). Investigaciones recientes han abordado también la integración de geoestructuras energéticas como medio de almacenamiento y acoplamiento térmico en redes 5GDHC, identificando retos asociados al modelado y a la aceptación socioeconómica (Meibodi & Loveridge, 2021).

Desde el punto de vista operativo, el desempeño de los sistemas avanzados de enfriamiento distrital se relaciona directamente con la gestión de las temperaturas de suministro y retorno. En este contexto, el concepto de enfriamiento distrital a alta temperatura (HTDC, por sus siglas en

inglés) plantea que elevar los niveles térmicos de operación (por ejemplo, temperaturas de suministro de 12–14 °C y de retorno de 20–22 °C, bajo ciertas condiciones) puede incrementar el potencial de enfriamiento libre (*free cooling*) y facilitar la integración de fuentes renovables; no obstante, su implementación exitosa depende de la existencia de incentivos adecuados y de la capacidad de los edificios para operar bajo estas condiciones (Jangsten et al., 2020). Asimismo, en entornos con alta demanda de enfriamiento y estrés en la red eléctrica, se han propuesto sistemas de enfriamiento distrital (DCS) basados en refrigeración por absorción como una alternativa para reducir la carga eléctrica y los costos asociados, mostrando retornos económicos atractivos bajo determinados supuestos (Jannatabadi et al., 2020).

En síntesis, la literatura reciente en enfriamiento distrital converge en que su evolución futura se encuentra asociada a: (i) redes de baja temperatura y operación bidireccional (5GDHC), (ii) alta integración de fuentes renovables como la geotermia, la energía solar y el calor residual, (iii) incorporación de estrategias de control avanzado y digitalización, incluyendo gemelos digitales y control predictivo basado en modelos (MPC), y (iv) desarrollo de marcos regulatorios e incentivos que permitan viabilizar las inversiones y asegurar el desempeño operativo del sistema (IEA, 2024; Schmidt, 2021; Yao et al., 2024).

1.1.6 Conclusiones de la revisión del Estado del Arte

La evidencia revisada confirma que la demanda de refrigeración en edificaciones está creciendo de forma acelerada y que los sistemas de enfriamiento distrital (DCS, por sus siglas en inglés) constituyen una estrategia sólida para reducir el consumo energético, las emisiones de gases de efecto invernadero y los picos de demanda eléctrica, especialmente en climas cálidos y regiones con urbanización creciente (Santamouris, 2016; IEA, 2024; Eveloy & Ayou, 2019). Asimismo, la literatura muestra que la transición tecnológica del sector se está desplazando desde esquemas convencionales hacia redes térmicas avanzadas de cuarta y quinta generación (4GDHC–5GDHC), con integración de energías renovables, almacenamiento térmico, participación de usuarios prosumidores (productores y consumidores de energía) y procesos de digitalización (Buffa et al., 2019; Østergaard et al., 2022; Yao et al., 2024).

En cuanto a las tecnologías de generación de frío, los sistemas de refrigeración por absorción alimentados con calor geotérmico, solar o residual representan una vía consistente para desacoplar parcialmente la refrigeración del consumo eléctrico. Estudios experimentales y

numéricos han demostrado su operación factible incluso bajo condiciones ambientales severas y han identificado componentes críticos principalmente el absorbedor y el desorbedor que concentran las mayores pérdidas exergéticas, orientando el diseño hacia el uso de intercambiadores de calor más eficientes y estrategias de control más robustas (Goyal et al., 2017; Garimella et al., 2019; Meraj et al., 2016). Además, existe un cuerpo relevante de investigación en poligeneración y sistemas híbridos solar–geotérmicos que reporta mejoras en la eficiencia global y potencial de reducción de emisiones; sin embargo, estos enfoques requieren una evaluación simultánea desde las perspectivas energética, exergética y económica para sustentar decisiones de diseño robustas (Calise et al., 2016; Javadi et al., 2021; Calise et al., 2021).

A pesar de estos avances, se identifican vacíos que justifican de la presente tesis en un contexto como México:

- Brecha entre teoría/reviews y aplicación contextualizada: aunque existen revisiones extensas y guías (ASHRAE, 2013; IEA, 2024; Eveloy & Ayoub, 2019), muchos marcos están orientados a contextos donde ya existe infraestructura distrital madura. Falta trasladar criterios y metodologías a escenarios institucionales/edificios específicos con clima, tarifas y restricciones locales.
- Necesidad de simulación dinámica con validación y consistencia operativa: la literatura insiste en que el desempeño real depende de control, perfiles de demanda, ΔT y TES (Jangsten et al., 2020; Zabala et al., 2020), por lo que los enfoques estacionarios o con simplificaciones severas limitan la validez para diseño.
- Integración 3E y toma de decisiones: aunque existen trabajos energéticos y exergéticos, y otros tecno-económicos, todavía es común que estos análisis se presenten de forma fragmentada. Se requiere un marco unificado y aplicable a diseño (energía–exergía–economía) con indicadores claros y coherentes con operación anual (Dincer & Rosen, 2013; Calise et al., 2021; Rezaie & Rosen, 2012).

En este sentido, la presente investigación se posiciona como un aporte al articular: (i) el enfoque conceptual de enfriamiento distrital aplicado a una edificación o complejo institucional, (ii) la integración solar–geotérmica con almacenamiento térmico y refrigeración por absorción, y (iii)

la evaluación dinámica bajo el enfoque 3E orientada a la toma de decisiones de diseño en México, donde el potencial geotérmico y solar puede aprovecharse para reducir el consumo eléctrico y las emisiones asociadas al enfriamiento.

1.2 Planteamiento del problema

Con el objetivo de reducir el consumo de energía eléctrica y los impactos asociados, tanto económicos como ambientales, relacionados con la refrigeración de espacios, se propone la implementación de tecnologías no convencionales que permitan optimizar los recursos disponibles. Entre estas tecnologías se encuentran el aprovechamiento de la energía geotérmica y solar en proyectos de gran escala, como en los asociados a los Distritos de Enfriamiento.

1.3 Justificación del problema

- Mitigación del cambio climático: La transición a fuentes de energía más limpias reduce las emisiones de gases de efecto invernadero, ayudando a combatir el cambio climático.
- Reducción de la dependencia de combustibles fósiles: Al aprovechar recursos inagotables y locales, se disminuye la dependencia de recursos fósiles finitos, mejorando la seguridad energética.
- Eficiencia energética: Los sistemas basados en energía solar y geotérmica tienden a ser más eficientes, lo que puede resultar en ahorros a largo plazo.
- Resiliencia y seguridad: La combinación de estas fuentes energéticas aumenta la resiliencia de los sistemas de enfriamiento, reduciendo la vulnerabilidad a interrupciones en el suministro.
- Reducción de costos a largo plazo: Aunque la inversión inicial puede ser más alta, los sistemas de energía solar-geotérmica tienden a generar ahorros significativos a largo plazo.

Con base a lo anterior se plantean los siguientes Objetivos y Alcances para el desarrollo de la tesis.

1.4 Objetivos

Con base a lo anterior se plantean los siguientes Objetivos y Alcances para el desarrollo de la tesis.

1.4.1 Objetivo general

Diseñar y estudiar un sistema solar-geotérmico (SSG) para aprovechar el calor residual de la Central Geotermoeléctrica de Cerro Prieto I para su acoplamiento con un distrito de enfriamiento (DC).

1.4.2 Objetivos específicos

- Caracterizar la fuente térmica (calor residual) para su aprovechamiento.
- Seleccionar, de acuerdo con el mercado, el intercambiador de calor para su acoplamiento con la fuente térmica.
- Diseñar y dimensionar el SSG para su acoplamiento con el DC.
- Estudiar paramétricamente el sistema acoplado bajo diferentes condiciones de operación.
- Estudiar y analizar la eficiencia energética y exergética del SSG.
- Estudiar termo-económicamente el SSG.

1.5 Alcances

El diseño y estudio del sistema solar-geotérmico se realizó mediante el software especializado TRNSYS. Se desarrolló un modelo virtual para representar el comportamiento del sistema solar-geotérmico (SSG) y su interacción con el subsistema geotérmico mediante un intercambiador de calor. El sistema fue evaluado mediante análisis energético y exergético con el fin de determinar su desempeño termodinámico. Asimismo, se realizó un estudio económico basado en la capacidad de refrigeración que puede aportar el sistema, con el objetivo de identificar los beneficios económicos, tecnológicos y ambientales asociados a su posible implementación en México.

1.6 Metodología general del estudio

La Figura 1.2 muestra el esquema general de la metodología empleada en esta investigación. El procedimiento inicia con la caracterización de las condiciones climáticas y de las cargas térmicas del edificio, seguido de la caracterización del recurso geotérmico y la configuración del sistema solar-geotérmico propuesto. Posteriormente se desarrolla el modelo del sistema en

TRNSYS y se realizan simulaciones dinámicas para evaluar su desempeño energético, exergético y económico.

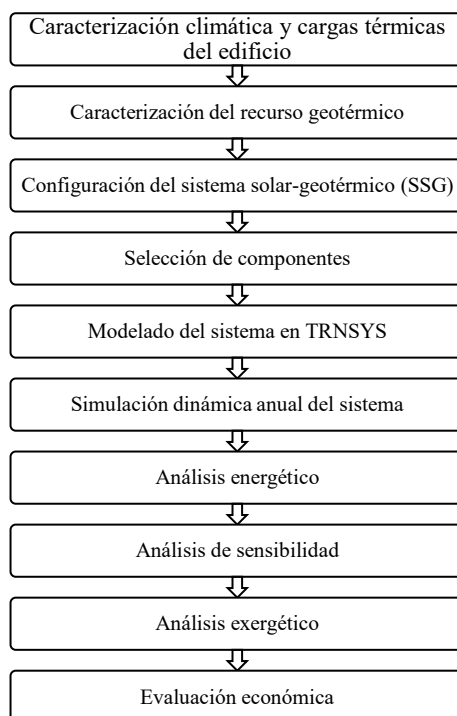


Figura 1.2. Metodología general del estudio desarrollado para la evaluación del sistema solar-geotérmico.

1.7 Estructura de la tesis

Con el propósito de organizar de manera lógica el desarrollo de la investigación, la presente tesis se estructura en cinco capítulos principales, cuyo contenido se describe brevemente a continuación.

Capítulo 1. Introducción.

Presenta el contexto general del estudio, el planteamiento del problema, la justificación de la investigación, los objetivos planteados y los alcances del trabajo. Asimismo, se describe la metodología general empleada para el desarrollo del sistema solar-geotérmico propuesto.

Capítulo 2. Marco teórico.

Desarrolla los fundamentos teóricos necesarios para el análisis del sistema propuesto. Se abordan los principios de la refrigeración de espacios y los sistemas de enfriamiento distrital, el

análisis de cargas térmicas y climáticas, el uso del recurso geotérmico como fuente térmica, así como los fundamentos del intercambio de calor, la recolección solar térmica y el almacenamiento térmico. Además, se presentan los modelos matemáticos de los principales componentes implementados en TRNSYS y los fundamentos del análisis energético, exergético y económico utilizados en la evaluación del sistema.

Capítulo 3. Configuración del sistema solar–geotérmico (SSG).

Describe la configuración del sistema propuesto y las condiciones de referencia empleadas en el estudio, incluyendo la caracterización climática, las cargas térmicas del edificio y el recurso geotérmico disponible. Asimismo, se presentan la selección y evaluación del intercambiador de calor, la justificación del tipo de colector solar seleccionado, el dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico y la implementación del modelo en TRNSYS.

Capítulo 4. Resultados y análisis.

Presenta los resultados obtenidos a partir de la simulación del sistema solar–geotérmico. Se desarrollan análisis paramétricos relacionados con el desempeño del sistema y la capacidad de refrigeración obtenida, así como el análisis energético y exergético de los distintos componentes. Además, se evalúa el aporte solar al sistema de refrigeración y se realiza el análisis económico del sistema mediante indicadores financieros y análisis de sensibilidad.

Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones.

Resume los principales hallazgos del estudio y presenta las conclusiones derivadas del análisis técnico, energético, exergético y económico del sistema solar–geotérmico propuesto. Asimismo, se proponen recomendaciones para futuras investigaciones y posibles mejoras en el desarrollo de sistemas de refrigeración basados en energías renovables.

Finalmente, se incluyen apéndices con información técnica complementaria utilizada en el desarrollo del estudio, así como la bibliografía correspondiente.

Capítulo 2. Marco teórico

El presente capítulo establece los fundamentos teóricos que sustentan el diseño y análisis del sistema solar–geotérmico propuesto para la refrigeración de edificaciones. El sistema estudiado integra diferentes subsistemas térmicos que permiten aprovechar fuentes de energía renovable para alimentar un sistema de refrigeración por absorción.

De manera general, el sistema considera el aprovechamiento de calor residual de origen geotérmico mediante un intercambiador de calor salmuera–agua, el cual permite transferir energía térmica hacia un circuito hidráulico de agua. Este circuito se acopla posteriormente a un campo de colectores solares térmicos, cuyo objetivo es complementar el aporte energético requerido por el sistema. La energía térmica recolectada se almacena en un sistema de almacenamiento térmico, desde el cual se suministra calor al generador de un chiller por absorción encargado de producir la capacidad de refrigeración requerida para la climatización de la edificación.

Para ilustrar la configuración general del sistema propuesto, en la Figura 2.1 se presenta un esquema conceptual del sistema solar–geotérmico integrado, en el cual se identifican los principales componentes, así como las interacciones térmicas entre el subsistema geotérmico, el campo solar, el sistema de almacenamiento térmico y el chiller por absorción.



Figura 2.1. Esquema conceptual del sistema solar–geotérmico propuesto para la climatización de edificaciones mediante chiller por absorción.

A partir de la Figura 2.1, que representa el sistema físico de referencia, el presente capítulo desarrolla los conceptos físicos, energéticos y metodológicos necesarios para el análisis del sistema. En particular, se abordan los principios de la refrigeración de espacios, la caracterización de las cargas térmicas de climatización y la influencia de las condiciones climáticas, los cuales constituyen la base conceptual para el desarrollo de la metodología y el análisis de resultados presentados en los capítulos posteriores.

El marco teórico se estructura de manera progresiva, partiendo de los principios generales de la refrigeración de espacios y los sistemas de enfriamiento a escala de edificio o distrito, para posteriormente profundizar en la definición de las condiciones de referencia necesarias para el análisis energético del sistema.

2.1.Refrigeración de espacios y distritos de enfriamiento

La refrigeración de espacios consiste en la remoción controlada de energía térmica de un volumen confinado con el objetivo de mantener la temperatura interior dentro de un rango de confort previamente establecido. Desde el punto de vista de la termodinámica, este proceso implica la extracción de calor del espacio acondicionado y su transferencia hacia un sumidero térmico a mayor temperatura, generalmente el ambiente exterior. Este transporte de calor puede lograrse mediante el suministro de trabajo mecánico, como en los sistemas de compresión de vapor, o mediante el uso de una fuente térmica, como en los sistemas de refrigeración por absorción (Çengel & Boles, 2015).

La demanda de refrigeración de una edificación se origina a partir de la suma de las ganancias de calor externas e internas. De manera general, la carga térmica total de refrigeración puede expresarse como:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = \dot{Q}_{\text{env}} + \dot{Q}_{\text{sol}} + \dot{Q}_{\text{int}} \quad (2-1)$$

donde $\dot{Q}_{\text{env}}$ representa las transferencias de calor a través de la envolvente del edificio, $\dot{Q}_{\text{sol}}$ corresponde a las ganancias por radiación solar, y $\dot{Q}_{\text{int}}$ agrupa las cargas internas debidas a ocupación, equipos e iluminación (ASHRAE, 2013).

Las transferencias de calor a través de la envolvente están dominadas por los mecanismos de conducción y convección, y pueden representarse, en una primera aproximación, mediante la relación:

$$\dot{Q}_{\text{env}} = UA(T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (2-2)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A el área efectiva de intercambio térmico, y T_{ext} y T_{int} las temperaturas exterior e interior, respectivamente. La Ecuación (2-2) pone de manifiesto la influencia directa de las condiciones climáticas del sitio y de las propiedades térmicas de la envolvente en la magnitud de la carga de refrigeración.

Las ganancias de calor debidas a la radiación solar dependen de la intensidad de la radiación incidente, de la orientación de las superficies y de las propiedades ópticas de los materiales. De forma general, estas ganancias pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_{\text{sol}} = G A_{\text{sol}} \alpha \quad (2-3)$$

donde G es la irradiancia solar incidente, A_{sol} el área expuesta y α el coeficiente de absorción superficial. La Ecuación (2-3) resalta la importancia de considerar datos climáticos representativos en el análisis térmico de edificaciones, especialmente en climas cálidos con alta radiación solar (Duffie & Beckman, 2013).

Las cargas internas $\dot{Q}_{\text{int}}$ incluyen las ganancias térmicas generadas por los ocupantes, el equipamiento y la iluminación, y suelen considerarse como términos independientes del clima exterior, aunque variables en el tiempo según el patrón de uso del edificio. En conjunto, los términos definidos en la Ecuación (2-1) determinan la potencia térmica que debe ser extraída para mantener las condiciones interiores deseadas.

Cuando la refrigeración se extiende a un conjunto de edificaciones, el concepto evoluciona hacia los sistemas de distrito de enfriamiento. En estos sistemas, la demanda total de refrigeración puede expresarse como la suma de las demandas individuales de cada edificio conectado al distrito:

$$\dot{Q}_{\text{DC}} = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_{\text{ref},i} \quad (2-4)$$

donde $\dot{Q}_{\text{DC}}$ es la carga térmica total del distrito y $\dot{Q}_{\text{ref},i}$ corresponde a la carga de refrigeración del edificio i . Esta formulación permite evaluar el comportamiento agregado del sistema y analizar estrategias de centralización y aprovechamiento de recursos energéticos comunes (Dincer & Rosen, 2013).

Desde el punto de vista del diseño energético, la carga térmica máxima definida a partir de las ecuaciones (2-1) a (2-4) constituye el parámetro de referencia para el dimensionamiento de los sistemas de refrigeración, así como para la evaluación de su desempeño energético, exergético y económico. En consecuencia, la correcta definición de las condiciones bajo las cuales se determinan estas cargas resulta fundamental para garantizar la validez de los análisis posteriores.

La cuantificación de dichas cargas requiere, a su vez, la adopción de condiciones climáticas representativas y de criterios consistentes para describir el comportamiento térmico del edificio, lo cual conduce directamente al análisis de cargas térmicas y condiciones de referencia abordado en el siguiente apartado.

2.2 Cargas térmicas y climáticas

En el análisis energético de sistemas de refrigeración, la definición de condiciones de referencia constituye un elemento fundamental para garantizar la coherencia física y la validez de los resultados. Estas condiciones permiten establecer las fronteras térmicas y ambientales bajo las cuales se evalúa el desempeño del sistema, y sirven como base para el dimensionamiento de los componentes y la comparación entre distintas configuraciones tecnológicas.

Desde un punto de vista termodinámico, las condiciones de referencia están asociadas al estado del ambiente con el cual el sistema intercambia energía. En estudios de climatización, este estado se caracteriza principalmente por variables climáticas como la temperatura del aire, la humedad relativa, la radiación solar y la velocidad del viento, las cuales influyen directamente en la magnitud de las cargas térmicas del edificio (ASHRAE, 2013).

La carga térmica de refrigeración puede definirse como la tasa de transferencia de calor que debe ser removida de un espacio para mantener una temperatura interior de referencia T_{int} , frente a las condiciones impuestas por el ambiente exterior. En términos generales, esta carga puede expresarse como una función de las condiciones climáticas y de las características térmicas del edificio:

$$\dot{Q}_{ref} = f(T_{ext}, \phi, G, P_{edif}) \quad (2-5)$$

donde T_{ext} es la temperatura exterior del aire, ϕ la humedad relativa, G la radiación solar incidente y P_{edif} representa el conjunto de parámetros térmicos y geométricos del edificio. La Ecuación (2-5) pone de manifiesto que la demanda de refrigeración no es un valor constante, sino una magnitud dependiente del entorno climático y del comportamiento térmico del sistema construido.

Para el análisis y dimensionamiento de sistemas de refrigeración, es habitual definir una carga térmica de diseño, correspondiente a las condiciones más severas de operación. Esta carga se asocia generalmente a un estado climático crítico, definido por valores máximos de temperatura y radiación solar, y se utiliza como referencia para asegurar que el sistema sea capaz de satisfacer la demanda bajo escenarios desfavorables (Çengel & Boles, 2015).

Matemáticamente, esta condición puede expresarse como:

$$\dot{Q}_{\text{diseño}} = \max(\dot{Q}_{\text{ref}}) \quad (2-6)$$

evaluada sobre el periodo de análisis considerado.

El clima del sitio influye de manera determinante en la magnitud de la carga térmica de diseño. En climas cálidos, incrementos en la temperatura exterior o en la radiación solar conducen a mayores flujos de calor hacia el interior del edificio, lo cual se refleja directamente en un aumento de la potencia de refrigeración requerida. Esta dependencia puede observarse de forma explícita al considerar la transferencia de calor a través de la envolvente, la cual se incrementa conforme aumenta la diferencia entre la temperatura exterior y la temperatura interior de referencia, como se indicó previamente en la Ecuación (2-2).

Con el fin de representar de manera adecuada el comportamiento climático de un sitio a lo largo del tiempo, en estudios energéticos es común emplear conjuntos de datos climáticos estadísticamente representativos, conocidos como años climáticos típicos. Estos conjuntos permiten describir el comportamiento promedio del clima horario durante un año, reduciendo la influencia de eventos extremos aislados y proporcionando una base consistente para la simulación energética (Duffie & Beckman, 2013).

Desde el punto de vista metodológico, la adopción de condiciones climáticas de referencia permite evaluar el desempeño térmico del sistema bajo escenarios reproducibles y comparables.

Esto resulta particularmente relevante en sistemas de refrigeración asistidos por fuentes renovables, cuya operación depende fuertemente de la disponibilidad y variabilidad del recurso energético. En estos casos, la coherencia entre las condiciones climáticas y la carga térmica de referencia es esencial para evitar sobre o subdimensionamientos del sistema.

Adicionalmente, la definición adecuada de las condiciones de referencia constituye el punto de partida para el análisis energético, exergético y económico. La carga térmica de diseño determinada mediante las ecuaciones (2-5) y (2-6) se emplea posteriormente para evaluar el consumo energético, las irreversibilidades asociadas al proceso de refrigeración y la viabilidad económica del sistema. Por esta razón, la selección de condiciones de referencia no debe interpretarse como una etapa preliminar, sino como un elemento estructural del análisis integral del sistema de refrigeración.

En el contexto de sistemas de refrigeración a escala de edificio o distrito, la utilización de condiciones de referencia comunes permite además la comparación objetiva entre diferentes configuraciones tecnológicas y estrategias de integración de fuentes renovables, facilitando la toma de decisiones desde una perspectiva energética y de sostenibilidad (Dincer & Rosen, 2013).

2.3 Recurso geotérmico como fuente térmica para sistemas de refrigeración

La energía geotérmica se define como la energía térmica almacenada en el interior de la Tierra, la cual se manifiesta en forma de calor contenido en rocas, fluidos subterráneos y reservorios geotérmicos. Desde el punto de vista energético, este recurso se caracteriza por su elevada disponibilidad temporal y por su capacidad de suministrar energía térmica de manera continua, lo que lo convierte en una fuente particularmente atractiva para aplicaciones de climatización y refrigeración (Dickson & Fanelli, 2004).

En sistemas de refrigeración asistidos por energía geotérmica, el recurso se emplea principalmente como fuente térmica de baja o media entalpía, ya sea para accionar ciclos de refrigeración térmicos o como sumidero de calor. En este contexto, el aprovechamiento del recurso geotérmico no depende únicamente de la temperatura absoluta del fluido, sino del nivel térmico útil en relación con la temperatura ambiente de referencia y con los requerimientos del sistema de refrigeración (Dincer & Rosen, 2013).

Desde una perspectiva termodinámica, la energía térmica extraíble de un recurso geotérmico puede expresarse como:

$$\dot{Q}_{\text{geo}} = \dot{m}_{\text{geo}} c_p (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) \quad (2-7)$$

donde $\dot{m}_{\text{geo}}$ es el flujo másico del fluido geotérmico, c_p su calor específico a presión constante, y T_{in} y T_{out} las temperaturas de entrada y salida del fluido en el sistema de aprovechamiento. La Ecuación (2-7) muestra que la potencia térmica disponible depende tanto del nivel térmico del recurso como de su capacidad de suministro másico.

Para aplicaciones de refrigeración, el recurso geotérmico se clasifica comúnmente como de baja o media entalpía, con temperaturas típicamente inferiores a 150 °C. Este rango térmico resulta adecuado para su integración con sistemas de refrigeración por absorción o con configuraciones híbridas que combinan múltiples fuentes térmicas (Lund & Boyd, 2016).

No obstante, la cantidad de energía térmica disponible no es el único criterio relevante para evaluar la idoneidad del recurso geotérmico. Desde el punto de vista de la segunda ley de la termodinámica, es necesario considerar la calidad de la energía, la cual se evalúa mediante el concepto de exergía. La exergía asociada al calor suministrado por un recurso geotérmico puede expresarse como:

$$\dot{Ex}_{\text{geo}} = \dot{Q}_{\text{geo}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{geo}}} \right) \quad (2-8)$$

donde T_0 es la temperatura del ambiente de referencia y T_{geo} la temperatura absoluta del recurso geotérmico. La Ecuación (2-8) pone de manifiesto que, a medida que el nivel térmico del recurso se aproxima a la temperatura ambiente, su capacidad para producir trabajo útil o accionar procesos térmicos disminuye.

En sistemas de refrigeración, esta característica adquiere particular relevancia, ya que el desempeño del ciclo depende directamente del nivel térmico de la fuente que lo alimenta. En el caso de ciclos de refrigeración por absorción, el coeficiente de desempeño (COP) puede expresarse, de forma general, como una función creciente de la temperatura de la fuente térmica:

$$COP = f(T_{\text{fuente}}) \quad (2-9)$$

lo que implica que recursos geotérmicos con temperaturas más elevadas permiten un mejor aprovechamiento termodinámico del sistema de refrigeración (Bejan et al., 1996).

Otra característica fundamental del recurso geotérmico es su estabilidad temporal. A diferencia de fuentes renovables intermitentes, como la energía solar, la temperatura y disponibilidad del recurso geotérmico presentan variaciones relativamente pequeñas a lo largo del tiempo. Esta condición permite que el recurso actúe como una fuente base de energía térmica, facilitando la operación continua del sistema de refrigeración y reduciendo la necesidad de sobredimensionar componentes de almacenamiento o respaldo energético.

Desde el punto de vista del diseño de sistemas híbridos, el recurso geotérmico puede integrarse de manera complementaria con otras fuentes térmicas renovables. En estos esquemas, la potencia térmica total disponible para el sistema de refrigeración puede expresarse como:

$$\dot{Q}_{th} = \dot{Q}_{geo} + \dot{Q}_{aux} \quad (2-10)$$

donde $\dot{Q}_{aux}$ representa la contribución de fuentes auxiliares, como la energía solar térmica. Esta formulación permite evaluar la participación relativa de cada fuente y analizar estrategias de operación orientadas a maximizar el aprovechamiento del recurso geotérmico.

En el contexto de la refrigeración de edificios o distritos, el uso del recurso geotérmico como fuente térmica contribuye a reducir el consumo de energía convencional y las emisiones asociadas al sistema de climatización. No obstante, su integración efectiva requiere una adecuada caracterización térmica del recurso, así como una evaluación energética y exergética que permita identificar las irreversibilidades asociadas a su aprovechamiento. Estos aspectos constituyen la base para el análisis de desempeño del sistema solar–geotérmico abordado en los capítulos posteriores.

2.4 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor constituyen el elemento fundamental que permite la transferencia controlada de energía térmica entre dos fluidos a diferentes niveles de temperatura, sin que exista contacto directo entre ellos. En sistemas de refrigeración asistidos por recursos térmicos, como la energía geotérmica o solar, el intercambiador de calor actúa como la interfaz termodinámica que posibilita el aprovechamiento del recurso disponible para satisfacer la demanda de enfriamiento del sistema.

Desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, el funcionamiento de un intercambiador de calor puede describirse mediante un balance de energía en estado estacionario. Bajo la suposición de pérdidas de calor despreciables hacia el entorno y ausencia de trabajo, la tasa de transferencia de calor intercambiada entre los fluidos caliente y frío se expresa como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2-11)$$

donde los subíndices h y c corresponden a los fluidos caliente y frío, respectivamente. La Ecuación (2-11) establece que la energía transferida está directamente relacionada con los flujos másicos, las propiedades térmicas de los fluidos y los cambios de temperatura experimentados durante el proceso (Çengel & Ghajar, 2015).

Desde un enfoque de transferencia de calor, la tasa de intercambio térmico también puede expresarse mediante la relación global:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (2-12)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A el área efectiva de intercambio y ΔT_{lm} la diferencia media logarítmica de temperaturas. Este parámetro depende de la configuración de flujo del intercambiador (paralelo, contraflujo o flujo cruzado), lo que explica por qué distintas disposiciones geométricas conducen a desempeños térmicos diferentes.

La configuración geométrica del intercambiador influye directamente en la diferencia media logarítmica de temperatura y, por tanto, en la capacidad de transferencia de calor. En particular, los intercambiadores de contraflujo presentan un mayor potencial de aprovechamiento térmico en comparación con los de flujo paralelo.

Para ilustrar estas diferencias de comportamiento térmico, en la Figura 2.2 se presentan esquemas conceptuales de intercambiadores de flujo paralelo y contraflujo, junto con la variación de temperatura de los fluidos a lo largo del intercambiador.

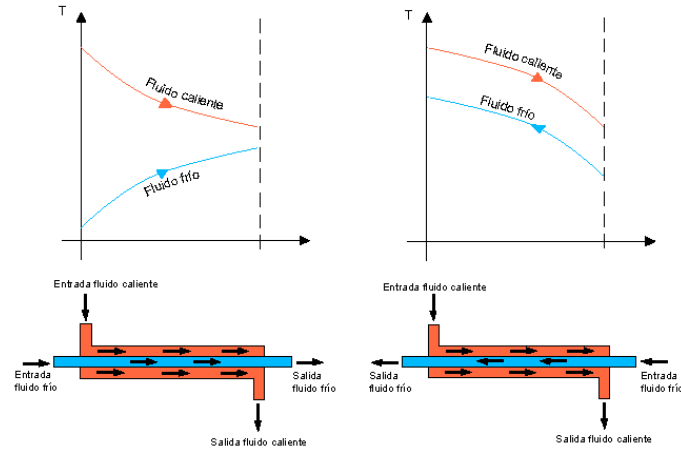


Figura 2.2. Esquemas conceptuales de intercambiadores de calor de flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. (Jaramillo, 2007).

Como se observa en la Figura 2.2, en la configuración de contraflujo se mantiene una diferencia de temperatura más uniforme a lo largo del intercambiador, lo que favorece un mayor aprovechamiento térmico en comparación con el flujo paralelo, donde la diferencia de temperatura disminuye rápidamente.

Para evaluar el desempeño térmico de un intercambiador de calor independientemente de su tamaño, se emplea el concepto de efectividad térmica, definida como la razón entre la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor posible:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2-13)$$

donde $\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})$, siendo $C_{\min}$ la menor capacidad calorífica entre ambos fluidos. Este enfoque permite comparar distintas configuraciones de intercambiadores y analizar su desempeño sin necesidad de especificar dimensiones geométricas detalladas (Kays & London, 2000).

No obstante, el análisis energético por sí solo no es suficiente para evaluar la calidad del proceso de transferencia de calor. Desde la perspectiva de la segunda ley de la termodinámica, la operación de un intercambiador de calor está asociada a la generación de irreversibilidades, principalmente debidas a la transferencia de calor a través de diferencias finitas de temperatura.

Estas irreversibilidades se cuantifican mediante la destrucción de exergía, la cual puede expresarse como:

$$\dot{E}x_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad (2-14)$$

donde T_0 es la temperatura del ambiente de referencia y $\dot{S}_{\text{gen}}$ la tasa de generación de entropía durante el proceso. En intercambiadores de calor, la generación de entropía aumenta conforme se incrementa la diferencia de temperatura entre los fluidos, lo que implica una pérdida de potencial útil de la energía transferida (Bejan et al., 1996).

En sistemas de refrigeración asistidos por recursos geotérmicos, estas irreversibilidades adquieren especial relevancia, ya que el nivel térmico del recurso suele ser limitado. Un diseño inadecuado del intercambiador puede provocar pérdidas exergéticas significativas, reduciendo la fracción de energía útil disponible para accionar el ciclo de refrigeración. Por esta razón, el intercambiador de calor no debe considerarse únicamente como un componente de transferencia térmica, sino como un elemento clave en la eficiencia global del sistema.

En el contexto de sistemas híbridos, donde el recurso geotérmico se integra con otras fuentes térmicas, el intercambiador de calor permite desacoplar hidráulica y térmicamente los distintos subsistemas, garantizando la compatibilidad operativa y la estabilidad del sistema. La correcta selección y diseño del intercambiador influye directamente en el desempeño energético, exergético y económico del sistema de refrigeración, lo que justifica su análisis detallado en los capítulos posteriores.

2.4.1 Metodología de evaluación térmica

La evaluación del desempeño térmico del intercambiador de calor se realiza mediante un enfoque dual, empleando de forma complementaria el balance de energía y los métodos de la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD) y de efectividad–número de unidades de transferencia (ε -NTU). La utilización de ambos métodos permite verificar la consistencia de los resultados y reducir la incertidumbre asociada al cálculo del intercambio térmico bajo las condiciones de operación consideradas.

Bajo régimen estacionario y despreciando pérdidas de calor hacia el ambiente, el intercambio térmico entre la salmuera geotérmica y el agua de proceso se cuantifica a partir del balance de energía:

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2-15)$$

Este balance permite relacionar directamente los caudales másicos, las propiedades termo físicas y los niveles de temperatura de ambas corrientes.

De manera complementaria, la tasa de transferencia de calor puede expresarse mediante el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (2-16)$$

donde la diferencia media logarítmica de temperaturas se define como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2-17)$$

siendo ΔT_1 y ΔT_2 las diferencias de temperatura entre las corrientes caliente y fría en los extremos del intercambiador. Para configuraciones distintas al flujo ideal, el efecto geométrico se incorpora mediante un factor de corrección F , de modo que la expresión anterior se ajusta como $\dot{Q} = UAF \Delta T_{lm}$

Adicionalmente, se emplea el método ε -NTU con el fin de estimar la temperatura de salida del fluido frío sin suponerla a priori. Para ello, se definen las capacidades térmicas de ambas corrientes como:

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h}, \quad C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad (2-18)$$

y se calculan los parámetros adimensionales como:

$$C_{min} = \min(C_h, C_p), \quad C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}, \quad NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2-19)$$

Para un intercambiador de una coraza y múltiples pasos en los tubos, la efectividad térmica puede estimarse mediante:

$$\varepsilon = \frac{2}{1 + C_r + S \frac{1 + e^{-NTUS}}{1 - e^{-NTUS}}}, \quad S = \sqrt{1 + C_r^2} \quad (2-20)$$

Finalmente, el calor transferido se obtiene a partir de:

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2-21)$$

Este enfoque permite evaluar el desempeño térmico del intercambiador de manera robusta y coherente, sirviendo como base para la verificación cruzada de resultados y para la posterior implementación del componente dentro del modelo dinámico desarrollado en TRNSYS.

2.5 Recolección solar térmica: fundamentos de los colectores solares

La recolección solar térmica constituye el proceso mediante el cual la radiación solar incidente es transformada en energía térmica útil para su aprovechamiento en aplicaciones de calefacción, procesos industriales o sistemas de refrigeración accionados térmicamente. En sistemas de refrigeración por absorción, el subsistema solar tiene como función principal suministrar energía térmica a un nivel de temperatura compatible con los requerimientos del generador del ciclo, reduciendo el consumo de fuentes convencionales y mejorando el desempeño global del sistema.

Desde un punto de vista físico, la energía solar disponible en una superficie está asociada a la radiación incidente, la cual se compone de tres contribuciones principales: radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada por el entorno, esta última asociada al albedo de las superficies circundantes. La fracción de radiación aprovechable por un colector solar depende de su principio de funcionamiento y de su capacidad para captar una o varias de estas componentes, lo cual influye directamente en su desempeño térmico (Duffie & Beckman, 2013).

Para ilustrar las distintas componentes de la radiación solar incidente sobre una superficie colectora, en la Figura 2.3 se presenta un esquema donde se distinguen la radiación directa, la radiación difusa y la radiación reflejada por el entorno.

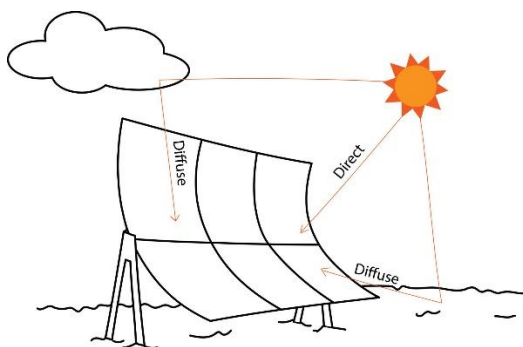


Figura 2.3. Componentes de la radiación solar incidente: radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada (albedo). Adaptado de Duffie y Beckman (2013).

Como se observa en la Figura 2.3, la radiación directa proviene del disco solar sin interacción con la atmósfera, mientras que la radiación difusa es resultado de la dispersión atmosférica. Por su parte, la radiación reflejada depende de las características de las superficies circundantes, lo que resalta la importancia del entorno en el aprovechamiento energético del colector.

Los colectores solares térmicos pueden interpretarse como intercambiadores de calor especiales, en los cuales la fuente caliente es la radiación solar y el fluido de trabajo actúa como medio de transporte de la energía térmica. La potencia térmica útil entregada por un colector puede expresarse de forma general como:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}c_p(T_{out}-T_{in}) \quad (2-22)$$

donde $\dot{m}$ es el flujo másico del fluido, c_p su calor específico y T_{in} , T_{out} las temperaturas de entrada y salida del colector, respectivamente. Esta relación refleja la conversión de la energía solar absorbida en energía térmica útil para el sistema.

Desde un enfoque energético, el desempeño de un colector solar se caracteriza mediante su eficiencia térmica, definida como la razón entre la potencia térmica útil y la radiación solar incidente sobre el área de apertura del colector:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{GA} \quad (2-23)$$

donde G es la irradiancia solar incidente y A el área efectiva de captación.

Experimentalmente, la eficiencia térmica de los colectores solares se describe mediante una relación funcional que considera las pérdidas térmicas hacia el ambiente. De acuerdo con normas internacionales, esta relación se expresa comúnmente como:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad (2-24)$$

donde η_0 es la eficiencia óptica del colector, a_1 y a_2 son coeficientes de pérdidas térmicas, T_m es la temperatura media del fluido y T_a la temperatura ambiente. Esta expresión muestra que la eficiencia del colector disminuye conforme aumenta la diferencia entre la temperatura de operación y la temperatura ambiente.

Desde el punto de vista de la clasificación tecnológica, los colectores solares se dividen en no concentrantes y concentrantes. Los colectores no concentrantes, como los colectores planos, pueden aprovechar tanto radiación directa como difusa, pero presentan limitaciones en el nivel térmico alcanzable. Por el contrario, los colectores concentrantes, como los cilindro-parabólicos o los reflectores Fresnel, concentran la radiación directa sobre un receptor, permitiendo alcanzar temperaturas más elevadas, a costa de una mayor complejidad óptica y mecánica (Romero et al., 2016).

La selección del tipo de colector adquiere especial relevancia en sistemas de refrigeración por absorción, ya que el desempeño del chiller depende directamente del nivel térmico suministrado al generador. De manera general, el coeficiente de desempeño (COP) puede expresarse como:

$$COP = f(T_{\text{gen}}) \quad (2-25)$$

donde T_{gen} es la temperatura del fluido que alimenta el generador del ciclo.

Esta relación implica que colectores capaces de suministrar energía térmica a temperaturas más elevadas permiten mejorar el desempeño del sistema de refrigeración, siempre que se mantenga una eficiencia aceptable en la captación solar.

Desde una perspectiva exergética, la calidad de la energía solar captada depende del nivel térmico al cual se entrega el calor. La exergía asociada al calor suministrado por el colector puede expresarse como:

$$\dot{E}x_{\text{sol}} = \dot{Q}_u \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) \quad (2-26)$$

donde T_0 es la temperatura ambiente de referencia. Esta expresión muestra que operar el colector a temperaturas cercanas al ambiente conduce a una baja exergía disponible, mientras que niveles térmicos más elevados incrementan el potencial útil de la energía captada, aunque con mayores pérdidas térmicas.

En consecuencia, el diseño del subsistema solar térmico implica un compromiso entre eficiencia energética y calidad exergética de la energía suministrada. Este compromiso resulta particularmente relevante en sistemas híbridos, donde la energía solar se integra con otras

fuentes térmicas, como la geotérmica, para garantizar la operación estable del sistema de refrigeración.

2.6 Almacenamiento térmico

El almacenamiento térmico desempeña un papel clave en los sistemas de climatización asistidos por fuentes renovables, ya que permite desacoplar temporalmente la generación de energía térmica de su consumo. En sistemas solares e híbridos, este componente resulta esencial para compensar la variabilidad del recurso solar y garantizar la operación continua de los equipos de refrigeración, particularmente en aplicaciones de refrigeración por absorción, donde el suministro térmico al generador debe mantenerse dentro de un rango de temperatura relativamente estable.

Desde una perspectiva energética, el almacenamiento térmico permite acumular excedentes de energía durante periodos de alta disponibilidad del recurso y liberarlos cuando la demanda térmica persiste o la fuente primaria disminuye. En el caso del almacenamiento sensible, esta capacidad depende principalmente del volumen del medio de almacenamiento, de sus propiedades termofísicas y del intervalo de temperatura útil del sistema.

2.6.1 Tipos de almacenamiento térmico

Los sistemas de almacenamiento térmico pueden clasificarse, de manera general, en tres categorías principales: almacenamiento sensible, almacenamiento latente y almacenamiento termoquímico (Dincer & Rosen, 2013).

El almacenamiento sensible se basa en el incremento o disminución de la temperatura de un material sin cambio de fase. El medio más común es el agua, debido a su alta capacidad calorífica, disponibilidad y bajo costo. Este tipo de almacenamiento es ampliamente utilizado en sistemas solares térmicos y de refrigeración por absorción, donde se requieren temperaturas moderadas y una operación robusta.

El almacenamiento latente emplea materiales de cambio de fase (PCM), los cuales almacenan energía asociada al calor latente durante los procesos de fusión o solidificación. Estos sistemas permiten una mayor densidad energética volumétrica; sin embargo, presentan mayores desafíos en términos de transferencia de calor, estabilidad térmica y costo.

El almacenamiento termoquímico, basado en reacciones químicas reversibles, ofrece el mayor potencial de densidad energética y menores pérdidas durante periodos prolongados de almacenamiento, aunque su aplicación en sistemas de climatización aún se encuentra en etapas de investigación y desarrollo.

En el contexto de sistemas de refrigeración solar asistida para edificaciones, el almacenamiento sensible con agua representa una solución técnicamente madura y compatible con los requerimientos térmicos de los chillers de absorción.

2.6.2 Capacidad térmica y principio de almacenamiento sensible

El principio fundamental del almacenamiento sensible se basa en la conservación de la energía. La cantidad de energía térmica que puede almacenarse en un volumen de fluido se expresa como:

$$Q = \rho V c_p \Delta T \quad (2-27)$$

donde ρ es la densidad del fluido, V el volumen de almacenamiento, c_p el calor específico a presión constante y ΔT el salto térmico entre los niveles de carga y descarga. La Ecuación (2-27) establece que la capacidad de almacenamiento depende directamente del volumen disponible y del intervalo de temperaturas operativas del sistema.

En sistemas de refrigeración por absorción, el valor de ΔT se encuentra limitado por los requerimientos térmicos del generador y por las condiciones de operación de los colectores solares, lo que hace que el dimensionamiento del volumen de almacenamiento sea un aspecto crítico del diseño. Un salto térmico reducido requiere volúmenes mayores para almacenar una cantidad determinada de energía, mientras que un salto térmico elevado puede incrementar las pérdidas térmicas y la degradación exergética.

2.6.3 Estratificación térmica y termoclino

El desempeño del almacenamiento sensible depende en gran medida del grado de estratificación térmica dentro del tanque. La estratificación se refiere a la formación de capas de fluido a diferentes temperaturas, con una región de transición conocida como termoclino, que separa las zonas caliente y fría del almacenamiento.

Una estratificación bien definida permite suministrar calor a un nivel térmico más elevado durante la descarga, incrementando la fracción de energía útil disponible para el sistema de refrigeración. Por el contrario, la mezcla interna excesiva conduce a una reducción del gradiente térmico, disminuyendo la eficiencia energética del almacenamiento y aumentando la irreversibilidad del proceso (Karim et al., 2018).

Diversos estudios han demostrado que la estratificación térmica está influenciada por factores geométricos, hidráulicos y operativos, como la relación de aspecto del tanque, la velocidad de entrada del fluido, la ubicación de las conexiones y el uso de dispositivos de estratificación. Estos elementos determinan el espesor del termoclino y la estabilidad del perfil térmico durante los procesos de carga y descarga.

2.6.4 Modelación térmica del almacenamiento

Para describir el comportamiento térmico del almacenamiento en condiciones transitorias, es común emplear modelos unidimensionales multinodo, en los cuales el tanque se divide en volúmenes de control con temperaturas representativas. El balance de energía para un nodo genérico i puede expresarse como:

$$m_i c_p \frac{dT_i}{dt} = \dot{Q}_{in,i} - \dot{Q}_{out,i} + \dot{Q}_{cond,i} - \dot{Q}_{loss,i} \quad (2-28)$$

donde los términos del lado derecho representan los flujos de energía asociados a la entrada y salida de fluido, la conducción térmica entre nodos adyacentes y las pérdidas hacia el ambiente. Este enfoque permite capturar la evolución del perfil térmico interno y evaluar el impacto de la estratificación en el desempeño energético del sistema.

La literatura coincide en que los modelos multinodo constituyen un compromiso adecuado entre precisión y costo computacional para el análisis de sistemas de almacenamiento térmico en simulaciones energéticas de sistemas solares (Soomro et al., 2018).

2.6.5 Consideraciones exergéticas del almacenamiento térmico

Desde el punto de vista de la segunda ley de la termodinámica, la energía almacenada presenta una calidad que depende de su nivel térmico. La exergía asociada al calor almacenado a una temperatura T puede expresarse como:

$$Ex = Q_{alm} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (2-29)$$

donde T_0 es la temperatura del ambiente de referencia. Esta relación muestra que, a medida que la temperatura del almacenamiento se aproxima a la temperatura ambiente, la exergía disponible disminuye, aun cuando la energía almacenada permanezca constante.

Durante los procesos de carga, almacenamiento y descarga, se generan irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor a través de diferencias finitas de temperatura, la mezcla interna y las pérdidas térmicas. Estas irreversibilidades se traducen en destrucción de exergía, reduciendo el potencial útil del almacenamiento para accionar el sistema de refrigeración. Por esta razón, la estratificación térmica no solo mejora el desempeño energético, sino que también contribuye a preservar la calidad exergética del calor almacenado.

2.6.6 Papel del almacenamiento en sistemas solares–geotérmicos

En sistemas híbridos solar–geotérmicos, el almacenamiento térmico actúa como un elemento amortiguador que facilita la integración de fuentes con características temporales distintas. Mientras que el recurso geotérmico suele presentar una disponibilidad estable, la energía solar es inherentemente variable. El almacenamiento permite absorber las fluctuaciones del recurso solar y suministrar energía térmica de manera continua al sistema de refrigeración, mejorando la estabilidad operativa y el aprovechamiento global de las fuentes renovables.

Los fundamentos desarrollados en este apartado establecen la base conceptual para el dimensionamiento y la modelación del sistema de almacenamiento térmico, así como para la evaluación de su impacto en el desempeño energético, exergético y económico del sistema solar–geotérmico. La aplicación específica de estos principios al caso de estudio se presenta en los capítulos metodológico y de resultados.

2.7 Modelos matemáticos de los componentes del sistema en TRNSYS

En esta sección se presentan los modelos matemáticos utilizados en los componentes (Type) empleados en la simulación del sistema solar–geotérmico. Cada componente en TRNSYS cuenta con una base de cálculo específica que define su comportamiento, por lo que su comprensión resulta fundamental para una correcta interpretación de los resultados obtenidos en la simulación.

2.7.1 Enfoque general de simulación dinámica en TRNSYS

TRNSYS es un software de simulación ampliamente utilizado para el análisis de sistemas energéticos en régimen transitorio. Fue desarrollado en la Universidad de Wisconsin y ha sido enriquecido por contribuciones de instituciones como TRANSSOLAR Energietechnik GmbH, el Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) y Thermal Energy Systems Specialists (TESS) (Robledo Fava, 2018).

Este software permite diseñar, optimizar y analizar sistemas cuyo comportamiento depende del tiempo, siendo ampliamente utilizado en aplicaciones que van desde sistemas de agua caliente sanitaria hasta la simulación energética de edificios, incluyendo estrategias de control y sistemas basados en energías renovables.

La construcción de un modelo en TRNSYS se realiza mediante la conexión gráfica de los distintos componentes (Type) dentro del entorno Simulation Studio. Cada componente se representa como una caja negra definida por un conjunto de entradas, salidas y parámetros, y su comportamiento interno está gobernado por modelos matemáticos implementados en lenguaje Fortran. Las salidas de un componente pueden emplearse como entradas de otro, lo que permite construir sistemas complejos de manera modular.

Desde el punto de vista numérico, TRNSYS actúa como un solucionador de ecuaciones algebraicas y diferenciales, resolviendo iterativamente el sistema hasta alcanzar la convergencia en cada paso temporal.

2.7.2 Modelo matemático del intercambiador de calor (Type 5)

El componente Type 5 se basa en un enfoque de efectividad–capacitancia mínima (ϵ -NTU) para modelar el comportamiento de un intercambiador de calor. Bajo este enfoque, el usuario debe proporcionar el valor del producto UA del intercambiador, así como las condiciones de entrada de los fluidos.

Para ilustrar el esquema de funcionamiento del intercambiador de calor considerado en este modelo, en la Figura 2.4 se presenta una representación conceptual del dispositivo.

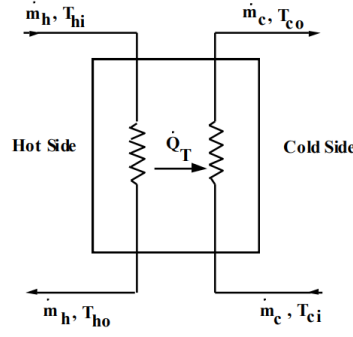


Figura 2.4. Esquema de un intercambiador de calor, (Robledo Fava, 2018).

El modelo determina cuál de las corrientes, caliente o fría, corresponde a la capacitancia mínima y calcula la efectividad térmica en función de la configuración de flujo y del valor de UA . A partir de ello, se obtienen las condiciones de salida del intercambiador.

Las capacidades térmicas de ambas corrientes se definen como:

$$C_c = \dot{m}_c CP_c \quad (2-30)$$

$$C_h = \dot{m}_h CP_h \quad (2-31)$$

$$C_{\max} = \max(C_c, C_h) \quad (2-32)$$

$$C_{\min} = \min(C_c, C_h) \quad (2-33)$$

A continuación, se indica la expresión utilizada para calcular la eficacia del intercambiador de calor en cada paso temporal en función de la configuración de un intercambiador de tubos y carcasa.

$$\varepsilon_1 = 2 \left[1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} + \left(1 + \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)^2 \right)^{0.5} \frac{1 + \exp \left[-\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)^2 \right)^{0.5} \right]}{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)^2 \right)^{0.5} \right]} \right]^{-1} \quad (2-34)$$

$$\varepsilon = \left[\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1} \right] \left[\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \right]^{-1} \quad (2-35)$$

2.7.3 Modelo matemático de los colectores solares térmicos (Type 1b)

Este componente simula el rendimiento térmico de un colector solar de placa plana usando una Ecuación de eficiencia cuadrática o lineal. El usuario debe proporcionar los coeficientes de la ecuación, obtenidos de pruebas estándar que relacionan la eficiencia con la diferencia de temperatura respecto a la radiación. El modelo también ajusta los parámetros según el número de colectores en serie y caudales diferentes a los de prueba.

Este componente ofrece cinco modos para calcular los efectos de la incidencia solar fuera de lo normal (IAMs). Los modos 1 a 5 incluyen opciones que van desde no considerar estos efectos, hasta cálculos que usan funciones cuadráticas, tablas de búsqueda, o propiedades ópticas del material. El modo 5 permite calcular IAMs para superficies asimétricas, como tubos, utilizando modificadores de ángulo en las direcciones transversal y longitudinal.

A partir de la ecuación de Hottel-Whillier¹ se puede obtener una ecuación general para la eficiencia de los colectores solares térmicos

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = \frac{\dot{m}c_{pf}(T_o - T_i)}{AI_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (2-36)$$

El coeficiente de pérdida UL no es exactamente constante con respecto a la temperatura, por lo que se obtiene una expresión mejor teniendo en cuenta una dependencia lineal de UL frente a $(T_i - T_a)$:

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (2-37)$$

La ecuación anterior puede reescribirse como:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (2-38)$$

Esta es la ecuación general de eficiencia térmica del colector solar utilizada en el Tipo 1. El rendimiento térmico viene definido por tres parámetros: a_0 , a_1 y a_2 . Estos tres parámetros están disponibles para los colectores probados según las normas ASHRAE y calificados por la Solar Rating and Certification Corporation (SRCC), así como para los captadores ensayados según las normas europeas sobre captadores solares (CEN).

2.7.4 Modelo matemático del chiller de absorción (Type 107)

Utiliza un enfoque de búsqueda de datos de catálogo normalizado para modelar un enfriador de absorción de efecto único alimentado por agua caliente. "Alimentado por agua caliente" indica que la energía suministrada al generador de la máquina proviene de una corriente de agua caliente. Debido a que los archivos de datos están normalizados, el usuario puede modelar cualquier tamaño de enfriador utilizando un conjunto dado de archivos de datos.

Al determinar que el enfriador de absorción está ENCENDIDO según el valor de la señal de control, el Tipo 107 primero calcula la fracción de carga de diseño en la que debe operar. Esto se realiza calculando la cantidad de energía que debe ser extraída del flujo de agua enfriada para llevarlo desde su temperatura de entrada hasta la temperatura de ajuste:

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (2-39)$$

La energía requerida para ser extraída se divide luego por la capacidad de la máquina (parámetro 1) para determinar la fracción de carga de diseño en la que se requiere que la máquina opere.

$$f_{DesignLoad} = \frac{\dot{Q}_{removed}}{Capacity_{Rated}} \quad (2-40)$$

La temperatura de salida del flujo de agua caliente es entonces:

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}} \quad (2-41)$$

Para que la energía se equilibre en el dispositivo, el rechazo de energía al flujo de agua de enfriamiento se da por:

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux} \quad (2-42)$$

El término $\dot{Q}_{aux}$ tiene en cuenta la energía consumida por los diversos elementos parasitarios en el sistema, como las bombas de solución, las bombas de flujo de fluido y los controles. El requerimiento de energía auxiliar del dispositivo se especifica entre los parámetros del modelo.

Por último, la temperatura del flujo de agua de enfriamiento que sale se puede calcular utilizando:

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p_{cw}}} \quad (2-43)$$

El COP del dispositivo se define como se muestra a continuación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}} \quad (2-44)$$

2.7.5 Modelo matemático de la bomba de velocidad constante (Type 114)

El Type 114 modela una bomba de velocidad constante que puede mantener una tasa de flujo másico constante en la salida del fluido. No se modelan las características de arranque y parada de la bomba, ni los efectos de la caída de presión. Al igual que la mayoría de las bombas y ventiladores en TRNSYS, el Type 114 toma la tasa de flujo másico como una entrada, pero la ignora excepto para realizar comprobaciones de balance de masa. El Type 114 establece la tasa de flujo aguas abajo en función de su parámetro de flujo nominal y el valor actual de su señal de control.

El rendimiento global de la bomba y el rendimiento del motor de la bomba se utilizan para calcular el rendimiento del proceso de bombeo como:

$$\eta_{pumping} = \frac{\eta_{overall}}{\eta_{motor}} \quad (2-45)$$

La potencia requerida en el eje de la bomba (excluyendo los efectos del rendimiento del motor) puede calcularse entonces como:

$$P_{shaft} = P_{rated} \eta_{motor} \quad (2-46)$$

La energía transferida del motor de la bomba a la corriente de fluido se calcula como:

$$\dot{Q}_{fluid} = P_{shaft} (1 - \eta_{pumping}) + (P - P_{shaft}) f_{motorloss} \quad (2-47)$$

La temperatura del fluido que sale de la bomba puede calcularse ahora como:

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{fluid}} \quad (2-48)$$

Este componente se utilizó para garantizar un caudal constante en el circuito solar y en la recirculación del tanque.

2.8 Fundamentos termodinámicos del análisis energético y exergético

El análisis del desempeño de sistemas térmicos complejos, como los sistemas híbridos solar–geotérmicos acoplados a refrigeración por absorción, requiere una evaluación que vaya más allá de la simple cuantificación de flujos energéticos. En este tipo de sistemas, caracterizados por múltiples procesos de transferencia de calor, almacenamiento térmico y operación a temperaturas relativamente cercanas al ambiente, resulta indispensable distinguir no solo la cantidad de energía involucrada, sino también su calidad termodinámica y su capacidad real para producir trabajo útil (Bejan, 2016; Dincer & Rosen, 2013).

En este contexto, el análisis energético y el análisis exergético constituyen herramientas complementarias. Mientras el primero se fundamenta en la Primera Ley de la Termodinámica y garantiza la conservación de la energía, el segundo incorpora los principios de la Segunda Ley para evaluar las irreversibilidades y la degradación del potencial energético del sistema (Moran et al., 2018).

2.8.1 Energía y análisis energético

Desde el punto de vista de la Primera Ley de la Termodinámica, la energía es una magnitud conservativa. Para un volumen de control, el balance energético permite contabilizar las transferencias de energía en forma de calor, trabajo y energía asociada a corrientes de masa, sin proporcionar información sobre la utilidad de dichas transferencias (Çengel & Boles, 2015).

En sistemas de flujo continuo, el análisis energético se apoya principalmente en la entalpía específica h , la cual integra la energía interna del fluido y el trabajo de flujo. La entalpía se define como:

$$h = u + pv \quad (2-49)$$

donde u representa la energía interna específica, p la presión y v el volumen específico. Esta formulación resulta particularmente conveniente para el análisis de dispositivos de flujo estacionario, como intercambiadores de calor, colectores solares y sistemas de refrigeración (Çengel & Ghajar, 2020).

En el presente trabajo, las temperaturas de entrada y salida de cada componente, obtenidas mediante simulación dinámica en TRNSYS, se emplean para determinar las entalpías

correspondientes utilizando las librerías termodinámicas de EES. Este procedimiento permite cuantificar los flujos energéticos intercambiados en los distintos componentes del sistema.

2.8.2 Entropía y Segunda Ley de la Termodinámica

La Segunda Ley de la Termodinámica introduce el concepto de entropía, el cual permite cuantificar la irreversibilidad de los procesos reales. Para procesos reversibles, la variación de entropía se relaciona con la transferencia de calor de acuerdo con:

$$ds = \frac{\delta q_{rev}}{T} \quad (2-50)$$

Sin embargo, los procesos que ocurren en sistemas reales son inherentemente irreversibles. En consecuencia, la entropía total de un sistema aislado siempre aumenta debido a fenómenos como la transferencia de calor a diferencia finita de temperatura, la fricción, las pérdidas de presión y la mezcla térmica (Bejan, 2016).

Para un volumen de control, el balance de entropía se expresa como:

$$\sum \dot{S}_{in} - \sum \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \frac{dS_{vc}}{dt} \quad (2-51)$$

donde $\dot{S}_{gen}$ representa la tasa de generación de entropía asociada a las irreversibilidades internas del sistema. En sistemas térmicos con múltiples intercambios de calor, la generación de entropía constituye un indicador directo del deterioro del desempeño termodinámico (Kotas, 2013).

2.8.3 Limitaciones del análisis energético clásico

Una limitación fundamental del análisis energético clásico es que todas las formas de energía se consideran equivalentes, independientemente de su capacidad para producir trabajo. Desde este punto de vista, una misma cantidad de calor transferida a diferentes niveles de temperatura posee el mismo valor energético, aun cuando su potencial de aprovechamiento sea claramente distinto (Moran et al., 2018).

Esta limitación resulta especialmente relevante en sistemas solares térmicos y de refrigeración por absorción, donde gran parte de la energía se maneja a temperaturas relativamente bajas. En estos casos, el análisis energético puede conducir a interpretaciones optimistas del desempeño del sistema, mientras que un análisis basado en la Segunda Ley revela pérdidas significativas asociadas a irreversibilidades internas (Dincer & Rosen, 2013).

Estas consideraciones motivan la introducción del análisis exergético como una herramienta que permite evaluar la calidad de la energía y su degradación a lo largo del sistema.

2.8.4 Definición de exergía y estado muerto

La exergía se define como la máxima cantidad de trabajo útil que puede obtenerse cuando un sistema interactúa de manera reversible con el entorno hasta alcanzar el equilibrio termodinámico. Dicho equilibrio corresponde al denominado estado muerto, caracterizado por una temperatura y presión de referencia T_0 y p_0 .

A diferencia de la energía, la exergía no se conserva, ya que puede destruirse como consecuencia de las irreversibilidades internas del sistema. Su valor depende explícitamente de las condiciones ambientales de referencia, lo que la convierte en una magnitud particularmente adecuada para evaluar sistemas energéticos bajo condiciones reales de operación (Bejan, 2016).

En el presente estudio, el estado muerto se define mediante una temperatura ambiental constante T_0 y una presión de referencia p_0 , representativas del día crítico analizado. Esta elección permite evaluar el desempeño del sistema bajo condiciones climáticas reales y coherentes con el entorno de operación.

2.8.5 Exergía específica de flujo

Para sistemas de flujo continuo, la exergía específica de flujo se calcula a partir de la entalpía y la entropía del fluido, de acuerdo con:

$$\phi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2-52)$$

Como se muestra en la ecuación, el primer término representa la contribución energética del fluido, mientras que el segundo término incorpora el efecto entrópico asociado a las irreversibilidades y a la referencia ambiental. Esta formulación es ampliamente utilizada en el análisis exergético de sistemas térmicos de flujo continuo (Moran et al., 2018; Dincer & Rosen, 2013).

La tasa de exergía asociada a una corriente de masa se obtiene multiplicando la exergía específica por el gasto másico, tal como se indica en la Ecuación (2-53):

$$\dot{E}_x = \dot{m} \phi \quad (2-53)$$

Estas expresiones constituyen la base para la evaluación de las entradas y salidas exergéticas de cada componente del sistema analizado.

2.8.6 Balance exergético y destrucción de exergía

El balance exergético general para un volumen de control en régimen estacionario, despreciando variaciones de energía cinética y potencial, se expresa como:

$$\sum \dot{E}_{x,in} - \sum \dot{E}_{x,out} = \dot{E}_{x,D} \quad (2-54)$$

donde $\dot{E}_{x,D}$ es la destrucción de exergía, asociada a las irreversibilidades internas del sistema.

La relación entre la destrucción de exergía y la generación de entropía se establece como:

$$\dot{E}_{x,D} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2-55)$$

Como se observa en la ecuación anterior, toda generación de entropía implica una pérdida irreversible del potencial de trabajo del sistema. Por esta razón, en el presente trabajo la destrucción de exergía se adopta como la métrica principal para identificar los componentes que concentran las mayores irreversibilidades.

2.8.7 Definición funcional de producto y combustible exergético

Con el objetivo de evaluar el desempeño relativo de los distintos componentes del sistema, se adopta una definición funcional de producto y combustible exergético, ampliamente utilizada en estudios de análisis exergético aplicado (Dincer & Rosen, 2013).

La eficiencia exergética se define como:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{x,producto}}{\dot{E}_{x,combustible}} \quad (2-56)$$

Esta eficiencia depende de la definición funcional adoptada para cada componente. En sistemas complejos con múltiples corrientes térmicas acopladas, dicha eficiencia debe interpretarse como un indicador comparativo interno, más que como una eficiencia absoluta.

2.8.8 Alcances del análisis exergético desarrollado

El análisis exergético presentado en este trabajo se basa en condiciones promedio de operación correspondientes a un día crítico, obtenidas a partir de simulaciones dinámicas en TRNSYS y procesadas posteriormente en EES para la evaluación de propiedades termodinámicas.

Bajo este enfoque, el análisis tiene un carácter diagnóstico y comparativo, orientado a identificar los principales focos de irreversibilidad y a proporcionar criterios termodinámicos para la interpretación del desempeño global del sistema solar–geotérmico, sin pretender realizar una optimización exérgica exhaustiva ni un análisis transitorio completo de la Segunda Ley, en concordancia con enfoques similares reportados en la literatura especializada (Bejan, 2016; Moran et al., 2018).

2.9 Fundamentos del análisis económico

Con el objetivo de evaluar la viabilidad económica del sistema solar–geotérmico de refrigeración propuesto, se adopta un análisis basado en indicadores financieros clásicos, comúnmente empleados en estudios tecnoeconómicos de sistemas energéticos. Este enfoque permite cuantificar el impacto económico de la reducción del consumo eléctrico de la red y evaluar el desempeño del sistema a lo largo de su vida útil.

El análisis económico se fundamenta en la comparación entre un sistema convencional de refrigeración por compresión mecánica y el sistema solar–geotérmico propuesto, considerando como principal beneficio económico el ahorro anual derivado de la electricidad evitada. Los indicadores definidos en esta sección se aplican posteriormente en el Capítulo 3 para la evaluación de resultados.

2.9.1 Ahorro energético anual

El ahorro económico anual del sistema se calcula a partir de la energía eléctrica evitada por la sustitución del sistema convencional de refrigeración, de acuerdo con:

$$A_{\text{anual}} = E_{\text{evitada}} \cdot C_{\text{el}} \quad (2-57)$$

donde A_{anual} es el ahorro económico anual [USD/año], E_{evitada} representa la energía eléctrica anual ahorrada [kWh/año] y C_{el} corresponde al costo unitario de la electricidad [USD/kWh].

Este ahorro constituye el principal flujo positivo de efectivo del sistema y depende directamente del contexto tarifario y del perfil de demanda de refrigeración.

2.9.2 Flujos de efectivo y horizonte de análisis

Para la evaluación económica se considera un horizonte de análisis igual a la vida útil del sistema, denotada como n , durante el cual se generan flujos netos de efectivo anuales. El flujo neto de efectivo correspondiente al año t , F_t , se define como:

$$F_t = A_{\text{anual}} - C_{\text{mant}} \quad (2-58)$$

donde C_{mant} representa el costo anual de mantenimiento del sistema [USD/año].

La inversión inicial total del sistema, I_0 , se considera como un flujo negativo en el año cero, mientras que los flujos definidos por la Ecuación (2-58) se contabilizan a lo largo del periodo de análisis.

2.9.3 Valor Presente Neto (VPN)

El Valor Presente Neto (VPN) se emplea como uno de los principales indicadores de rentabilidad económica del sistema y se calcula mediante:

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (2-59)$$

donde r es la tasa de descuento anual y n la vida útil del proyecto.

Un valor de $VPN > 0$ indica que el proyecto es económicamente rentable bajo los supuestos adoptados, mientras que valores cercanos a cero reflejan una condición de rentabilidad marginal.

2.9.4 Tasa Interna de Retorno (TIR)

La Tasa Interna de Retorno (TIR) se define como el valor de la tasa de descuento para el cual el Valor Presente Neto es igual a cero. Matemáticamente:

$$VPN(r = \text{TIR}) = 0 \quad (2-60)$$

La TIR permite evaluar la rentabilidad del proyecto en términos porcentuales y compararla con una tasa mínima aceptable de retorno, proporcionando un criterio adicional para la toma de decisiones económicas.

2.9.5 Periodo de recuperación de la inversión

El periodo de recuperación de la inversión (payback) se utiliza como un indicador complementario para estimar el tiempo requerido para recuperar la inversión inicial a partir de los ahorros económicos anuales generados por el sistema. Se calcula como:

$$\text{Payback} = \frac{I_0}{A_{\text{anual}}} \quad (2-61)$$

Este indicador proporciona una medida directa del horizonte temporal necesario para compensar la inversión inicial, sin considerar el valor del dinero en el tiempo.

2.10 Fundamentos del modelo 3E

El análisis integral del desempeño de sistemas energéticos complejos requiere un enfoque que considere no solo la cantidad de energía involucrada, sino también su calidad termodinámica y su impacto económico. En este contexto, el modelo 3E —energía, exergía y economía (Energy–Exergy–Economic)— constituye un marco metodológico que permite evaluar de manera simultánea y coherente los aspectos energéticos, exergéticos y económicos de un sistema, proporcionando una visión más completa de su comportamiento global.

El componente energético del modelo 3E se fundamenta en la Primera Ley de la Termodinámica y tiene como objetivo cuantificar los flujos de energía que ingresan, se transforman y abandonan el sistema. Este análisis permite establecer balances energéticos, niveles de consumo y aprovechamiento de los recursos térmicos, así como indicadores clásicos de desempeño, como la eficiencia energética o el coeficiente de desempeño (COP).

De forma complementaria, el análisis exergético, basado en la Segunda Ley de la Termodinámica, introduce el concepto de calidad de la energía y permite evaluar las irreversibilidades asociadas a los distintos procesos del sistema. A través de la cuantificación de la destrucción de exergía, este enfoque posibilita identificar los componentes y procesos que concentran las mayores pérdidas del potencial útil de la energía, aportando criterios más rigurosos para la interpretación del desempeño real, especialmente en aplicaciones que operan a niveles térmicos cercanos al ambiente.

El componente económico del modelo 3E permite analizar la viabilidad del sistema desde el punto de vista financiero, considerando tanto los costos de inversión como los costos de

operación y mantenimiento, y relacionándolos con los beneficios energéticos obtenidos. Este análisis resulta indispensable para evaluar la factibilidad de implementación de tecnologías energéticas avanzadas y para comparar alternativas de diseño bajo criterios técnicos y económicos consistentes.

Desde una perspectiva integrada, el modelo 3E se puede expresar conceptualmente como el acoplamiento de tres dominios de evaluación:

$$\text{Sistema} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{Análisis energético} \\ \text{Análisis exergético} \\ \text{Análisis económico} \end{array} \right. \quad (2-62)$$

donde cada dominio proporciona información complementaria sobre el desempeño del sistema. En particular, el análisis energético cuantifica magnitudes conservativas, el análisis exergético evalúa la degradación del potencial útil de la energía y el análisis económico traduce estos efectos en términos monetarios.

Con base en esta integración, es posible definir indicadores globales que relacionen el desempeño termodinámico con el impacto económico. De manera general, la eficiencia exergética y los indicadores económicos, como el Valor Presente Neto (VPN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR), se utilizan de forma conjunta para identificar configuraciones que presenten un balance adecuado entre eficiencia y viabilidad financiera.

En este sentido, el modelo 3E no sustituye a los análisis energético, exergético y económico individuales, sino que los integra dentro de un marco común que permite evaluar compromisos y sinergias entre eficiencia termodinámica y rentabilidad económica. Este enfoque resulta particularmente relevante en sistemas híbridos, donde la incorporación de fuentes renovables puede mejorar el desempeño exergético, pero también implicar mayores costos de inversión inicial.

En el presente trabajo, el modelo 3E se emplea con un carácter diagnóstico y comparativo, orientado a la evaluación del desempeño global del sistema solar-geotérmico propuesto, sin pretender desarrollar una optimización multiobjetivo exhaustiva. Este tipo de aproximación ha sido ampliamente adoptado en la literatura especializada para el análisis de sistemas energéticos híbridos y de alta complejidad (Chaiyat, 2021; Vazini & Khoshgoftar, 2020).

Capítulo 3. Configuración del SSG

El presente capítulo describe la metodología seguida para el diseño, la configuración y la integración del sistema solar–geotérmico propuesto para la refrigeración de edificaciones. Con base en los fundamentos desarrollados en el capítulo anterior, se establecen los criterios técnicos y los procedimientos empleados para definir la arquitectura del sistema, seleccionar sus componentes principales y fijar las condiciones de operación utilizadas en la simulación.

El sistema analizado combina el aprovechamiento de calor residual de una fuente geotérmica con la captación de energía solar térmica, acoplándose a un sistema de refrigeración por absorción mediante un tanque de almacenamiento térmico estratificado. Esta configuración se plantea con el objetivo de evaluar la viabilidad técnica del sistema como alternativa sustentable para aplicaciones de climatización en regiones cálidas del país con alta demanda energética.

A lo largo del capítulo se definen las condiciones de referencia adoptadas para el análisis, se caracteriza el recurso geotérmico y se establecen los criterios de selección y dimensionamiento del intercambiador de calor, del campo solar térmico y del sistema de almacenamiento. Asimismo, se describe la integración del sistema en un modelo computacional desarrollado en el entorno de simulación TRNSYS, incluyendo la definición del archivo climático, los parámetros de operación y los componentes (Type) empleados.

La metodología planteada permite construir un modelo físico–numérico coherente y representativo del sistema propuesto, en el cual cada decisión de diseño se fundamenta en criterios termodinámicos, operativos y de factibilidad técnica. Este enfoque constituye la base para el análisis energético, exergético y económico que se desarrolla en los capítulos posteriores.

3.1 Descripción general del sistema propuesto

El sistema solar–geotérmico propuesto integra dos fuentes renovables de energía térmica, una fuente geotérmica de baja entalpía y un sistema de captación solar térmica, con el objetivo de alimentar un chiller por absorción para la producción de frío en aplicaciones de climatización. La arquitectura del sistema está orientada a una integración modular y eficiente de los distintos subsistemas, utilizando un tanque de almacenamiento térmico estratificado como elemento central de acoplamiento entre las fuentes térmicas y el sistema de refrigeración.

El proceso inicia con el aprovechamiento del flujo de salmuera geotérmica proveniente de un sistema de distribución (manifold) localizado en la Unidad 5 del campo geotérmico Cerro Prieto I (CP-I). Este recurso térmico residual es conducido hacia un intercambiador de calor, donde transfiere parte de su energía térmica a un circuito de agua en lazo cerrado, el cual actúa como fluido de trabajo del sistema. La selección y configuración de este intercambiador dependen directamente de las condiciones del recurso geotérmico, tales como temperatura, caudal y características fisicoquímicas, las cuales determinan el nivel térmico aprovechable en esta primera etapa.

Posteriormente, el agua precalentada a la salida del intercambiador recibe un aporte térmico adicional al circular a través de un conjunto de colectores solares térmicos. Este subsistema solar se incorpora como una fuente complementaria con el propósito de incrementar la temperatura del agua de proceso hasta niveles compatibles con los requerimientos del generador del chiller por absorción. La selección de la tecnología solar térmica se basa en criterios técnicos y económicos, considerando el nivel térmico requerido, las condiciones climáticas del sitio y la factibilidad de integración con el resto del sistema.

La energía térmica obtenida a la salida del campo solar define el dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico. El tanque de almacenamiento, de tipo estratificado, permite conservar el calor útil a distintos niveles de temperatura, reduciendo los efectos de mezcla térmica y facilitando una entrega más eficiente de energía hacia el generador del chiller. El agua caliente es suministrada a la parte superior del tanque y posteriormente dirigida al generador del chiller por absorción, el cual opera con la mezcla LiBr-H₂O y requiere temperaturas típicamente en el rango de 85 a 95 °C. Tras ceder energía al ciclo de refrigeración, el agua retorna a la parte inferior del tanque, contribuyendo al mantenimiento del gradiente térmico interno.

Desde el punto de vista metodológico, la configuración del sistema sigue una secuencia lógica basada en el aprovechamiento progresivo del recurso térmico disponible. La caracterización del recurso geotérmico define la factibilidad inicial del sistema y condiciona la selección del intercambiador de calor. A partir del nivel térmico alcanzable mediante el intercambio geotérmico, se justifica la incorporación del subsistema solar térmico como medio para elevar la temperatura del fluido de trabajo. La energía producida por el campo solar determina, a su vez, el dimensionamiento del sistema de almacenamiento, el cual permite evaluar si la

temperatura de salida es suficiente para accionar el chiller por absorción y estimar la fracción de aporte solar al proceso de refrigeración.

Para ilustrar la configuración general del sistema, en la Figura 3.1 se presenta un esquema del modelo físico del sistema solar-geotérmico propuesto, donde se identifican los principales subsistemas y las trayectorias de flujo de los fluidos de trabajo.

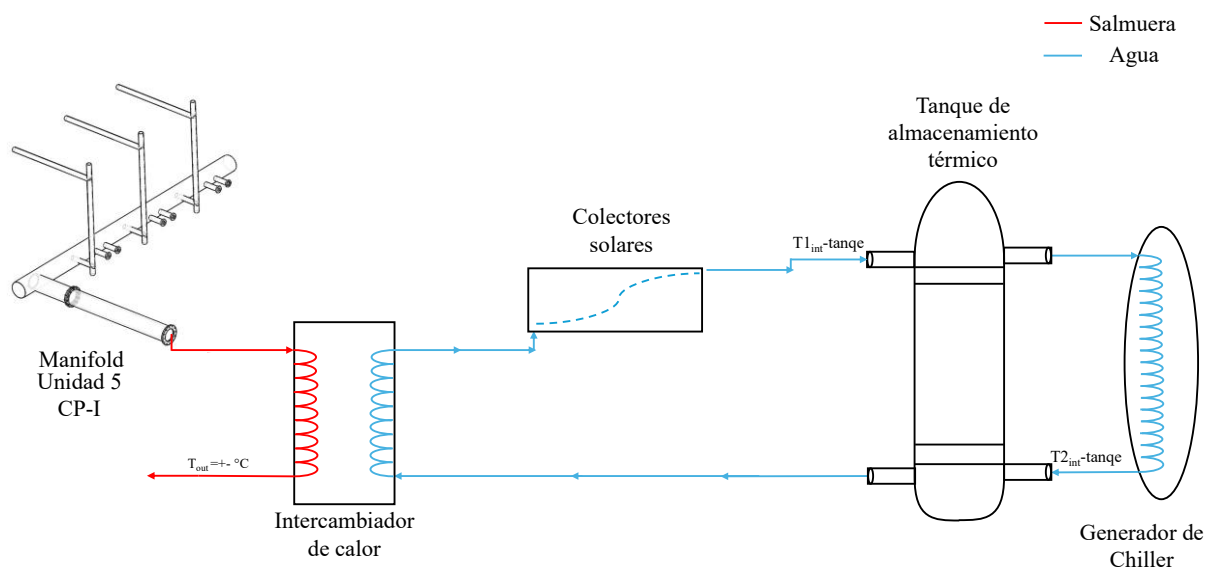


Figura 3.1. Esquema del modelo físico del sistema solar-geotérmico propuesto. Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en la Figura 3.1, el sistema contempla una integración secuencial de los subsistemas: fuente geotérmica, intercambiador de calor, campo solar térmico, tanque de almacenamiento estratificado y chiller por absorción, con líneas de flujo diferenciadas para la salmuera geotérmica (en rojo) y el agua del circuito térmico (en azul). Esta representación permite identificar la secuencia operativa del sistema y los principales puntos de transferencia de energía térmica considerados en el modelo.

3.2 Condiciones de referencia: cargas térmicas y climáticas

El diseño y la simulación del sistema solar-geotérmico propuesto requieren el establecimiento de condiciones de referencia que representen de manera adecuada tanto el clima del sitio de estudio como la demanda térmica del edificio a climatizar. Estas condiciones constituyen la base

para la definición de los escenarios de operación del sistema y para la evaluación de su desempeño bajo condiciones reales.

En el presente trabajo, dichas condiciones se adoptan a partir del estudio desarrollado por Hernández (2025), quien realizó la caracterización meteorológica y la estimación detallada de cargas térmicas para la unidad administrativa de Cerro Prieto I, ubicada en Mexicali, Baja California.

La información empleada incluye variables climáticas representativas, tales como temperatura ambiente, radiación solar y condiciones de operación características del sitio, así como la demanda de refrigeración del edificio, la cual sirve como referencia para el dimensionamiento y la evaluación del sistema propuesto.

3.2.1 Condiciones climáticas de referencia

La caracterización climática se basó en el uso de un archivo TMY2 (Typical Meteorological Year 2) correspondiente a la localidad de Mexicali, Baja California, elaborado a partir de registros históricos de estaciones meteorológicas para el periodo 1994–2021 (WorldWeatherOnline, 2022). Este tipo de archivo proporciona información horaria de variables climáticas, tales como temperatura ambiente, humedad relativa, radiación solar y velocidad del viento, y es ampliamente utilizado en simulaciones energéticas de edificaciones debido a su representatividad estadística anual.

El archivo meteorológico utilizado está compuesto por 8,760 registros horarios, lo que permite modelar de manera continua el comportamiento térmico del sistema bajo condiciones climáticas representativas de largo plazo. Con el fin de proporcionar trazabilidad y respaldo estadístico a las condiciones adoptadas en la simulación, en el Apéndice A se presentan los promedios mensuales correspondientes al periodo crítico de verano (junio–septiembre), así como el perfil horario detallado del día 22 de julio, seleccionado como día de diseño.

De acuerdo con los resultados reportados por Hernández (2025), el periodo crítico de operación corresponde a los meses de verano, particularmente entre junio y septiembre. Durante este intervalo se registran temperaturas máximas de bulbo seco del orden de 43 °C, temperaturas de bulbo húmedo cercanas a 28 °C y humedades relativas mínimas en el rango de 7 a 10 % durante las horas de mayor demanda térmica, típicamente entre las 15:00 y 18:00 h. Estas condiciones

representan un escenario altamente exigente para sistemas de climatización y constituyen una base conservadora para el dimensionamiento del sistema propuesto.

La información estadística presentada en la Tabla A-1 del Apéndice A confirma que julio constituye el mes térmicamente más crítico, tanto por su temperatura promedio como por los valores máximos registrados y los niveles de radiación solar global incidente. Asimismo, el perfil horario documentado en la Tabla A-2 del Apéndice A permite verificar que las máximas temperaturas y niveles de radiación coinciden temporalmente, lo que justifica su selección como escenario representativo para el análisis transitorio del sistema.

3.2.2 Determinación de cargas térmicas del edificio

La estimación de la carga térmica de la unidad administrativa se realizó en el estudio base mediante la aplicación de distintos enfoques complementarios, con el propósito de obtener un valor representativo y técnicamente consistente para el dimensionamiento del sistema de refrigeración.

En una primera aproximación, se empleó el método del factor de carga de refrigeración recomendado por ASHRAE (2013) para edificios de oficinas, utilizando un valor típico de 7.4 m²/kW. Aplicando este criterio al área total del edificio, de 748 m², se obtuvo una carga de refrigeración aproximada de 101.08 kW, equivalente a 28.74 TR. Este método proporciona una estimación rápida basada en correlaciones empíricas y resulta útil como referencia inicial en etapas preliminares de diseño.

De manera complementaria, Hernández (2025) desarrolló un modelo geométrico detallado del edificio utilizando SketchUp 18, en el cual se consideraron aspectos como la orientación, la distribución espacial, la ocupación y las características térmicas de la envolvente. Este modelo fue posteriormente integrado en el entorno de simulación TRNSYS, empleando el componente Type 56 para la representación multizona de la edificación y el componente Type 15-2 para la lectura de datos meteorológicos.

A partir de simulaciones horarias bajo condiciones climáticas representativas, se estimaron las cargas térmicas internas y externas, considerando efectos de radiación solar, ganancias por ocupación, equipos e iluminación, así como las condiciones de ventilación e infiltración. El

análisis se realizó bajo una temperatura de operación interior de 25 °C, en concordancia con criterios de confort térmico establecidos para edificaciones de oficina.

La comparación entre los distintos métodos de cálculo, incluyendo el enfoque empírico de ASHRAE y las simulaciones dinámicas en TRNSYS, mostró resultados consistentes, con discrepancias inferiores al 7 %, lo cual valida la confiabilidad de la estimación obtenida.

Con base en este análisis, se adoptó como valor de referencia una carga de diseño de 27 TR (≈ 95 kW), en concordancia con la capacidad de los equipos de aire acondicionado actualmente instalados en la unidad administrativa. Este valor representa una condición de diseño conservadora y operativamente validada, al reflejar tanto los resultados del análisis teórico como el comportamiento real del sistema de climatización existente.

La carga térmica definida en este apartado constituye el parámetro de referencia para el dimensionamiento del sistema solar–geotérmico propuesto y para la evaluación de su capacidad de suministro de energía térmica al chiller por absorción bajo condiciones críticas de operación.

3.3 Caracterización del recurso geotérmico (calor residual)

El sistema solar–geotérmico propuesto se fundamenta en el aprovechamiento de calor residual proveniente del proceso de generación eléctrica del campo geotérmico de Cerro Prieto I, ubicado en el estado de Baja California. En este trabajo, el recurso geotérmico no se analiza desde el punto de vista de su potencial de generación eléctrica, sino como una fuente térmica residual disponible, cuyas condiciones reales de operación determinan la factibilidad del sistema de climatización propuesto.

El campo geotérmico de Cerro Prieto constituye uno de los complejos geotérmicos más importantes de México y está conformado por diversas unidades de generación (CPI a CPV), cada una con características operativas específicas. Para los fines de esta investigación, se considera como referencia la Unidad 5 de Cerro Prieto I (CPI-U5), debido a su proximidad a la edificación a climatizar y a la disponibilidad de información técnica detallada sobre su proceso térmico.

Diversos estudios han reportado las condiciones termodinámicas del proceso primario de CPI-U5, incluyendo diagramas de proceso y balances energéticos del vapor y la salmuera asociados a la separación de humedad (Valdez et al., 2008). A partir de estos antecedentes, Francisco-

Hernández (2021, 2024) realizó una caracterización detallada del recurso térmico residual mediante simulaciones termodinámicas y mediciones in situ, empleando el software Engineer Equation Solver (EES) para validar los balances de energía del proceso.

En particular, el recurso térmico considerado en este trabajo corresponde al flujo de salmuera caliente extraído en los separadores de humedad de mediana y baja presión, ubicados a lo largo del sistema de distribución (manifold) de la unidad CPI-U5. Este punto de extracción resulta de especial interés, ya que el fluido conserva un nivel térmico significativo, con temperaturas superiores a 130 °C, lo que permite su aprovechamiento sin interferir con el proceso principal de generación eléctrica.

Para ilustrar la ubicación del punto de extracción del recurso geotérmico, en la Figura 3.2 se presenta un registro fotográfico del sistema de separación de humedad, así como la localización del punto de medición empleado para la caracterización del flujo de salmuera.



Figura 3.2. Punto de extracción del recurso geotérmico en el separador de humedad de CPI-U5. Fuente: Francisco-Hernández (2025).

Como se observa en la Figura 3.2, el punto de extracción se encuentra físicamente cercano a la edificación administrativa considerada en este estudio, lo que reduce las pérdidas térmicas asociadas al transporte del fluido y favorece la integración del sistema solar-geotérmico propuesto.

Las propiedades termodinámicas del recurso geotérmico adoptadas en este estudio se presentan en la Tabla 3-1. Estos valores corresponden a condiciones promedio de operación y se utilizan como datos de entrada para la selección y el dimensionamiento del intercambiador de calor.

Tabla 3-1. Datos de la caracterización de la fuente térmica en el separador de humedad, (Francisco-Hernandez., 2024).

Parámetros	Valores	Unidades
$C_{p_{geo}}$	3.29	$kJ/kg \cdot ^\circ C$
P_{geo}	303.2	kPa
$\dot{m}$	1539	kg/s
h	563.2	kJ/kg
T_{geo}	133.9	$^\circ C$

Los datos reportados incluyen la capacidad calorífica de la salmuera, la presión, el flujo másico, la entalpía específica y la temperatura del fluido geotérmico. En particular, el valor de temperatura $T_{geo} = 133.9^\circ C$ define el nivel térmico disponible para el sistema, mientras que el flujo másico $\dot{m} = 1539$ kg/s establece el potencial de transferencia de energía hacia el circuito secundario.

La caracterización del recurso geotérmico presentada en esta sección establece el nivel térmico disponible para el sistema y constituye la base para la selección del intercambiador de calor, la cual se desarrolla en el apartado siguiente. Al emplear datos provenientes de estudios previamente validados, se garantiza que el diseño del sistema solar-geotérmico se realice bajo condiciones realistas y representativas del entorno operativo.

3.4 Selección del intercambiador de calor

3.4.1 Planteamiento del problema térmico y supuestos de análisis

El objetivo del presente apartado es evaluar la factibilidad térmica de un intercambiador de calor de tubos y coraza para calentar el agua del circuito secundario desde una temperatura de entrada de $25^\circ C$ hasta un nivel del orden de $60^\circ C$, utilizando como fuente térmica una corriente de salmuera geotérmica con temperatura cercana a $130^\circ C$. Este proceso constituye la primera etapa de aprovechamiento del recurso térmico disponible y define el nivel de temperatura de entrada al subsistema solar y al tanque de almacenamiento térmico.

Desde el punto de vista de diseño, el problema térmico consiste en determinar si, bajo las condiciones del recurso geotérmico caracterizado en el apartado 3.3, el intercambiador seleccionado es capaz de transferir la potencia térmica requerida para alcanzar la temperatura objetivo del agua de proceso, considerando restricciones operativas y de transferencia de calor.

El análisis se realiza bajo las siguientes hipótesis:

- Régimen estacionario.
- Pérdidas térmicas al ambiente despreciables.
- Propiedades termofísicas constantes, evaluadas a la temperatura media de operación.
- Condiciones conservadoras de ensuciamiento (fouling).

Adicionalmente, se asume una configuración de flujo a contracorriente, debido a su mayor eficiencia en la transferencia de calor y a su capacidad para maximizar la diferencia media de temperatura entre los fluidos.

Estas suposiciones son coherentes con un análisis preliminar de diseño y permiten verificar la viabilidad térmica del equipo seleccionado antes de su integración en el modelo dinámico del sistema desarrollado en TRNSYS.

3.4.2 Descripción del equipo y condiciones de operación

El equipo seleccionado para la transferencia térmica entre la salmuera geotérmica y el agua del sistema es un intercambiador de calor de tubos y coraza (STHE, *Shell-and-Tube Heat Exchanger*), de tubos rectos y configuración de cuatro pasos por el lado de los tubos, fabricado en acero inoxidable AISI 316.

De acuerdo con las especificaciones del fabricante, el equipo cuenta con un área total de transferencia de calor de $A = 23 \text{ ft}^2$ (equivalente a 2.1368 m^2), una presión máxima de operación de 225 psig en la coraza y 150 psig en los tubos, y una temperatura máxima admisible de 450°F ($\approx 232^\circ\text{C}$). Las conexiones hidráulicas son de 2" NPT para la coraza y 1½" NPT para el lado de los tubos.

La asignación de servicio considera la circulación de la salmuera geotérmica por el interior de los tubos, mientras que el agua del sistema circula por la coraza. Esta configuración se seleccionó con base en criterios de resistencia mecánica, compatibilidad con presión de operación, mitigación de efectos corrosivos asociados a la salmuera y facilidad de mantenimiento y limpieza del equipo

Las condiciones base de operación establecidas para el análisis térmico corresponden a una temperatura de entrada de la salmuera de $T_{h,in} = 130^{\circ}\text{C}$ y del agua de $T_{c,in}=25^{\circ}\text{C}$. Se adoptaron valores promedio de capacidad calorífica de $C_{p,h}=3.29 \text{ kJ/kg K}$ para la salmuera y, $C_{p,c}=4.19 \text{ kJ/kg K}$ para el agua, evaluados en el rango de temperaturas de operación.

Los caudales máxicos considerados en el caso base son $\dot{m}_h = 5400 \text{ kg/h}$ por el lado de los tubos y $\dot{m}_c = 2400 \text{ kg/h}$ por el lado de la coraza. Estos valores se seleccionaron con el objetivo de garantizar un intercambio térmico efectivo, manteniendo un balance adecuado entre la capacidad calorífica de ambas corrientes y evitando condiciones de subutilización o sobredimensionamiento del equipo.

Las especificaciones técnicas completas del intercambiador de calor seleccionado, incluyendo dimensiones, materiales constructivos y límites operativos certificados por el fabricante, se presentan en el Apéndice B (Figura B-1), con el fin de proporcionar trazabilidad documental del equipo considerado en el análisis.

3.4.3 Selección del coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor se selecciona con base en rangos reportados en literatura especializada para intercambiadores de calor de tubos y coraza operando en servicios líquido-líquido, particularmente para sistemas agua-salmuera. Este parámetro integra los efectos de convección en ambos lados del intercambiador, la conducción a través de la pared del tubo y las resistencias asociadas al ensuciamiento.

De acuerdo con referencias clásicas en transferencia de calor (Çengel & Ghajar, 2020; Kern, 1950), los valores típicos del coeficiente global de transferencia de calor para este tipo de aplicaciones se encuentran en el rango de $500 \text{ a } 1500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, dependiendo de las condiciones de operación, propiedades de los fluidos, régimen de flujo y estado de limpieza del equipo.

Considerando que el intercambiador analizado está fabricado en acero inoxidable AISI 316, operando bajo condiciones de flujo moderado y con un criterio conservador de ensuciamiento, se adopta un valor representativo de:

$$U = 700 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Este valor se encuentra dentro del rango reportado en la literatura y refleja condiciones realistas de operación para un intercambiador en servicio continuo con fluidos geotérmicos.

Para la configuración de cuatro pasos por el lado de los tubos, se introduce un factor de corrección geométrica F , el cual considera las desviaciones respecto al flujo ideal en contracorriente. En este estudio se adopta un valor aproximado de:

$$F \approx 0.85$$

En consecuencia, la conductancia global efectiva del intercambiador se expresa como:

$$UA = UAF = 1271 \text{ W/K}$$

donde $A = 2.1368 \text{ m}^2$ corresponde al área total de transferencia de calor del equipo. Este parámetro se emplea como base para el análisis térmico del intercambiador y para la estimación de la temperatura de salida del agua de proceso mediante los métodos de diferencia media logarítmica de temperatura y efectividad-NTU.

3.4.4 Resultados de desempeño térmico

Por método $\varepsilon - NTU$

Las capacidades térmicas de ambas corrientes se determinan como:

$$C_h = 1.50 \times 3290 = 4935 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$C_c = 0.667 \times 4190 = 2793.3 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Por tanto:

$$C_{min} = 2793.3 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$C_r = 0.566$$

El número de unidades de transferencia se calcula como:

$$NTU = \frac{1271}{2793.3} = 0.455$$

Como resultado en $\varepsilon \approx 0.330$ y, con $\Delta T_{max}=130-25=105$ K

$$Q = \varepsilon C_{min} \Delta T_{max} = 96.9 \text{ kW}$$

$$T_{c,out} = 25 + \frac{Q}{C_c} = 59.7^\circ\text{C}, \quad T_{h,out} = 130 + \frac{Q}{C_h} = 110.4^\circ\text{C}$$

Verificación independiente por LMTD

Las diferencias de temperatura en los extremos del intercambiador son:

$$\Delta T_1 = 130 - 59.7 = 70.3\text{K}, \quad \Delta T_2 = 110 - 25 = 85.4\text{K}$$

La diferencia media logarítmica de temperatura se calcula como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{85.4 - 70.3}{\ln\left(\frac{85.4}{70.3}\right)} = 77.6 \text{ K}$$

Por tanto, la transferencia de calor es:

$$Q = UA \Delta T_{lm} = 1271 \times 77.6 = 98.7 \text{ kW}$$

La diferencia entre ambos métodos es del orden de ± 2 %, lo que confirma la consistencia de los resultados obtenidos y la validez de las hipótesis adoptadas en el análisis térmico.

Desde el punto de vista de diseño, los resultados indican que el intercambiador es capaz de elevar la temperatura del agua de proceso desde 25°C hasta aproximadamente 60°C , cumpliendo con el objetivo planteado para esta etapa del sistema. Este nivel térmico resulta adecuado como condición de entrada al subsistema solar térmico, el cual se encargará de incrementar la temperatura hasta los valores requeridos por el generador del chiller por absorción.

3.4.5 Sensibilidad operativa

Con el objetivo de evaluar la sensibilidad del sistema ante variaciones en el caudal másico del fluido frío, se realizó un análisis paramétrico manteniendo constantes la conductancia global del intercambiador $UA = 1271 \text{ W/K}$ y el caudal másico del fluido caliente $\dot{m}_h = 5400 \text{ kg/h}$.

En este análisis se estudia el efecto del caudal másico del fluido frío $\dot{m}_c$ sobre la temperatura de salida $T_{c,out}$, con el fin de identificar el rango operativo que maximiza el aprovechamiento térmico del intercambiador bajo las condiciones de diseño establecidas.

Para este propósito, en la Tabla 3-2 se presentan los resultados obtenidos al variar el caudal másico del agua, incluyendo su equivalencia aproximada en galones por minuto (gpm), con el objetivo de facilitar la interpretación práctica de los resultados en términos operativos.

Tabla 3-2 Resultados de sensibilidad

$\dot{m}_c$ [kg/h]	$\approx$ gpm	$T_{c,out}$ [°C]
1800	~ 8.0	68.4
2160	~ 9.5	62.7
2400	$\sim 10-11$	59.7
2880	~ 12.7	54.8
3600	~ 15.9	49.6

Como se observa en la Tabla 3-2, existe una relación inversa entre el caudal másico del fluido frío y la temperatura de salida del agua. A caudales bajos, el fluido permanece mayor tiempo dentro del intercambiador, lo que favorece un mayor incremento de temperatura, alcanzando valores cercanos a 68 °C. Sin embargo, esta condición implica una menor capacidad de transporte de energía térmica.

Por el contrario, al incrementar el caudal másico, la capacidad calorífica del flujo aumenta, lo que permite transportar mayor cantidad de energía; no obstante, el tiempo de residencia del fluido disminuye, reduciendo el salto térmico alcanzado y, en consecuencia, la temperatura de salida.

Los resultados muestran que el punto operativo que permite alcanzar la temperatura objetivo del orden de 60 °C se encuentra en un rango de aproximadamente 10 a 11 gpm, correspondiente a un caudal másico cercano a 2400 kg/h. Este punto representa un compromiso adecuado entre transferencia de energía y nivel térmico alcanzado.

Incrementos adicionales en el caudal del fluido frío pueden mejorar el coeficiente convectivo del lado de la coraza; sin embargo, este efecto no compensa la reducción en la diferencia de temperatura efectiva, lo que conduce a una disminución en $T_{c,out}$.

En consecuencia, el análisis de sensibilidad confirma que el intercambiador debe operar dentro de un rango específico de caudales para maximizar su desempeño térmico, lo cual resulta fundamental para garantizar condiciones de entrada adecuadas al subsistema solar térmico.

3.4.6 Riesgos operativos y criterios de aceptación

La operación del intercambiador de calor dentro del sistema solar–geotérmico está sujeta a diversas incertidumbres asociadas principalmente a las características fisicoquímicas de la salmuera geotérmica y a las condiciones hidráulicas de operación. Entre los riesgos más relevantes se encuentra el ensuciamiento (fouling) de las superficies de transferencia térmica, fenómeno que incrementa la resistencia térmica total y reduce el coeficiente global de transferencia de calor U , afectando directamente la temperatura alcanzable del agua de proceso. Asimismo, variaciones en los caudales máxicos pueden modificar la relación de capacidades térmicas entre los fluidos, alterar la efectividad del intercambiador y reducir el aprovechamiento energético del recurso geotérmico.

Adicionalmente, la corrosión inducida por la presencia de sales disueltas y cloruros en la salmuera representa un riesgo operativo significativo. Este efecto se mitiga mediante la selección de materiales con adecuada resistencia química, como el acero inoxidable AISI 316, así como mediante la operación dentro de los límites máxicos de presión y temperatura especificados por el fabricante, lo cual contribuye a preservar la integridad estructural y la vida útil del equipo.

Con base en estas consideraciones, se establecen criterios de aceptación para el desempeño térmico del intercambiador. En primer lugar, la temperatura de salida del agua debe alcanzar como mínimo 60 °C, valor requerido para garantizar una condición de entrada adecuada al subsistema solar térmico y, posteriormente, al generador del sistema de refrigeración por absorción.

En segundo término, no debe presentarse cruce térmico, lo que implica que la temperatura de salida del fluido caliente debe ser mayor que la del fluido frío ($T_{h,out} > T_{c,out}$), condición necesaria para mantener coherencia termodinámica y un gradiente de temperatura efectivo a lo largo del intercambiador.

Adicionalmente, se considera como criterio de aceptación que la diferencia de temperatura en el extremo frío del intercambiador se mantenga positiva, evitando aproximaciones térmicas excesivamente pequeñas que puedan incrementar las irreversibilidades del proceso y reducir la calidad de la energía transferida.

Finalmente, la conductancia térmica efectiva UA debe mantenerse dentro de un margen aproximado de $\pm 15\%$ respecto al valor de diseño nominal, considerando posibles efectos moderados de ensuciamiento sin comprometer el desempeño térmico del sistema.

3.4.7 Parámetros recomendados (unidades nativas del Type 5g):

Para la implementación del intercambiador en el entorno de simulación TRNSYS, utilizando el componente Type 5g, se adoptaron los siguientes parámetros de entrada en sus unidades nativas, con el fin de mantener consistencia dimensional dentro del modelo.

La temperatura de entrada por el lado de la fuente térmica (salmuera geotérmica) se estableció en $130\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un caudal másico de $\dot{m}_h = 5400\text{ kg/h}$. Por el lado de la carga térmica (agua del sistema), se consideró una temperatura de entrada de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un caudal másico de $\dot{m}_c = 2400\text{ kg/h}$.

El coeficiente global de transferencia térmica del intercambiador se introdujo en forma de conductancia total UA , con un valor de 4580 kJ/(hK) , equivalente a 1271 W/K . Este valor corresponde a la condición nominal de diseño previamente determinada y se emplea como parámetro clave para el cálculo de la tasa de transferencia de calor mediante la formulación implementada en el Type 5g.

La adopción de estas unidades responde a la estructura interna del componente en TRNSYS, el cual opera en términos de energía por unidad de tiempo expresada en kJ/h , garantizando coherencia numérica y evitando errores asociados a conversiones intermedias durante la simulación dinámica. Cabe señalar que la consistencia entre las unidades empleadas en el modelo y las utilizadas en el análisis previo es fundamental para evitar desviaciones en la simulación, particularmente en estudios transitorios donde pequeñas discrepancias pueden amplificarse con el tiempo.

De esta manera, se asegura que el modelo del intercambiador represente de forma consistente el comportamiento térmico previamente analizado, permitiendo su correcta integración dentro del sistema solar-geotérmico y su evaluación bajo condiciones dinámicas de operación.

3.5 Recolección solar térmica

El subsistema de recolección solar térmica tiene como objetivo complementar el aporte energético del recurso geotérmico residual, elevando la temperatura del fluido térmico desde el nivel alcanzado en el intercambiador de calor hasta valores adecuados para la operación del generador del chiller por absorción. En este sentido, el sistema solar actúa como una etapa de calentamiento adicional que permite alcanzar el rango requerido de 85 a 95 °C.

La selección de la tecnología solar se realiza con base en criterios de factibilidad térmica, compatibilidad operativa y viabilidad económica, considerando las condiciones climáticas del sitio de estudio en Mexicali, Baja California, caracterizado por alta radiación solar y temperaturas ambientales elevadas durante el periodo crítico de operación.

Desde el punto de vista tecnológico, los colectores solares térmicos pueden clasificarse en dos grandes grupos: no concentrantes y concentrantes. Los colectores no concentrantes, como los colectores planos (FP, *Flat Plate*), son capaces de aprovechar tanto la radiación directa como la difusa, lo que les confiere mayor estabilidad operativa bajo condiciones atmosféricas variables. Por su parte, los colectores concentrantes, como los colectores cilindro–parabólicos (PTC, *Parabolic Trough Collector*), utilizan sistemas ópticos para concentrar la radiación solar directa sobre un receptor lineal, lo que permite alcanzar temperaturas más elevadas, aunque con mayor complejidad en su operación y control (Romero et al., 2016).

Para el sistema propuesto, el requerimiento térmico del generador del chiller por absorción se encuentra en el rango de 85 a 95 °C. Este nivel térmico, en conjunto con la temperatura de entrada del fluido proveniente del intercambiador (≈ 60 °C), delimita el conjunto de tecnologías viables a colectores planos de alto desempeño y colectores cilindro–parabólicos.

Tecnologías de concentración de mayor complejidad, como torres solares o discos parabólicos, no se consideran en este estudio debido a su escala de operación, altos costos de implementación y falta de compatibilidad con el nivel de potencia térmica requerido en aplicaciones de climatización de edificaciones.

3.5.1 Comparativa técnica y justificación del tipo de colector seleccionado

Con el fin de seleccionar el colector solar térmico más adecuado para el sistema propuesto, se realizó un análisis comparativo entre seis modelos comerciales, correspondientes a tecnologías de colectores planos y cilindro–parabólicos, empleando información técnica proporcionada por fabricantes internacionales.

Los parámetros considerados en la comparación incluyen el área de captación, los coeficientes de eficiencia térmica (a_0, a_1, a_2) y el costo específico por unidad de área, los cuales permiten evaluar tanto el desempeño térmico como la viabilidad económica de cada tecnología. Estos datos se presentan en la Tabla 3-3.

Tabla 3-3 Datos técnicos de los colectores

	FP1	FP2	FP3	PTC1	PTC2	PTC3
Manufactura	Sonnekraft Vertriebs Gmbh	Sun-Pro GmbH	Sonnekraft Vertriebs Gmbh	AO SOL, Lda		
Modelo	SK 500	Sunbox HFK-S	SK 500	CPC AO SOL 1.6		
Área de captación [m ²]	2.21	5.44	2.56	1.59	2.69	2.38
a_0	0.8	0.786	0.69	0.71	0.556	0.628
a_1 [W/m ² K ²]	3.01	3.38	2.61	0.61	1.3	1.47
a_3 [W/m ² K ²]	0.0113	0.0107	0.0098	0.0012	0.0195	0.022
k_1	0.94	0.92	0.94	-	-	-
k_2	0.94	0.92	0.94	-	-	-
Costo específico [€/m ²]	271	196	234	377	223	252

A partir de esta información, se llevó a cabo un predimensionamiento del campo solar considerando una fracción solar del 60 %, con el objetivo de estimar el área de captación requerida, el número de colectores necesarios y la capacidad de enfriamiento asociada bajo distintos escenarios de operación del chiller por absorción.

Para ilustrar el impacto del desempeño del chiller en el dimensionamiento del campo solar, en la Tabla 3-4 se presentan los resultados correspondientes a un escenario conservador con un coeficiente de desempeño térmico de 0.2, mientras que en la Tabla 3-5 se muestra un escenario representativo de operación optimizada con un valor de 0.7.

Tabla 3-4. Costos con un COP=0.2 del Chiller

Modelo	N° de colectores	Área de colección	Capacidad de enfriamiento	Costo solar	Costo total solar	Costo de m ² en Mexicali	Costo del área de colección	Costo total
		[m ²]	[Ton]	[€/m ²]	[MXN]	[MXN]	[MXN]	[MXN]
FP1	60	132	3.45	271	760,155.00	540	71,280.00	831,435.00
FP2	25	138	3.40	196	574,770.00		74,520.00	649,290.00
FP3	59.21	152	3.42	234	755,820.00		82,080.00	837,900.00
PTC1	78	124	3.61	377	993,395.00	540	66,960.00	1,060,355.00
PTC2	66	178	3.45	223	843,497.50		96,120.00	939,617.50
PTC3	65.55	156	3.41	252	835,380.00		84,240.00	919,620.00

Tabla 3-5. Costos con un COP=0.7 del Chiller

Modelo	N° de colectores	Área de colección	Capacidad de enfriamiento	Costo solar	Costo total solar	Costo de m ² en Mexicali	Costo del área de colección	Costo total
		[m ²]	[Ton]	[€/m ²]	[MXN]	[MXN]	[MXN]	[MXN]
FP1	60	132	12.08	271	760,155.00	540	71,280.00	831,435.00
FP2	25	138	11.91	196	574,770.00		74,520.00	649,290.00
FP3	59.21	152	11.99	234	755,820.00		82,080.00	837,900.00
PTC1	78	124	12.62	377	993,395.00	540	66,960.00	1,060,355.00
PTC2	66	178	12.07	223	843,497.50		96,120.00	939,617.50
PTC3	65.55	156	11.95	252	835,380.00		84,240.00	919,620.00

Como se observa en las Tablas 3-4 y 3-5, los colectores cilindro-parabólicos presentan una ligera ventaja en términos de capacidad de enfriamiento, debido a su mayor eficiencia a temperaturas elevadas. Sin embargo, esta ventaja térmica no se traduce en una mejora significativa desde el punto de vista económico, ya que su mayor costo específico y complejidad de implementación incrementan considerablemente el costo total del sistema.

Por otro lado, los colectores planos, en particular el modelo FP2 (Sunbox HFK-S), presentan la mejor relación costo–beneficio. Este comportamiento se debe a su menor costo por unidad de área y a una reducción significativa del costo total del campo solar, aun considerando un área de captación comparable a la de otras alternativas.

Asimismo, el análisis evidencia que el incremento del coeficiente de desempeño del chiller tiene un impacto directo en la capacidad de enfriamiento alcanzable para todos los modelos evaluados. No obstante, incluso bajo condiciones de operación optimizadas, el modelo FP2 mantiene la ventaja económica más clara, lo que refuerza su idoneidad para aplicaciones de refrigeración solar asistida en climas cálidos y de alta radiación como el de Mexicali.

En consecuencia, y con base en criterios técnicos, económicos y de integración operativa con el sistema propuesto, se selecciona un colector solar plano de alto desempeño como la opción más conveniente. Esta elección permite garantizar un equilibrio adecuado entre eficiencia térmica, costo de implementación y robustez operativa, aspectos fundamentales para la viabilidad del sistema solar–geotérmico en aplicaciones de climatización.

3.5.2 Vinculación con el modelo comercial adoptado para el análisis económico

El análisis paramétrico presentado en la Sección 3.5.1 se desarrolló empleando modelos de colectores solares con datos técnicos certificados, lo que permitió establecer que la tecnología de colector plano constituye la alternativa más conveniente bajo las condiciones climáticas de Mexicali y los requerimientos térmicos del sistema solar–geotérmico propuesto.

Para la evaluación económica desarrollada en la Sección 4.5, fue necesario seleccionar un equipo comercial disponible en el mercado que resultara técnicamente representativo del comportamiento previamente analizado. En este contexto, se adoptó el modelo VLC 25, correspondiente a un colector solar plano con características de desempeño dentro del rango identificado en el análisis comparativo.

Para justificar esta selección, en la Tabla 3-6 se presenta una comparación entre el modelo de referencia utilizado en el análisis paramétrico (FP2 – Sunbox HFK-S) y el modelo comercial adoptado.

Tabla 3-6. Comparación técnica entre el colector de referencia (FP2) y el modelo comercial adoptado (VLC 25)

Parámetro	Sunbox HFK-S – Referencia	VLC 25 – Modelo comercial
Tipo de colector	Plano	Plano
Superficie de absorción [m ²]	5.44	2.16
Eficiencia óptica (η_0)	0.786	0.68
Coefficiente de pérdidas lineales (a_1)	3.38	3.012
Coefficiente de pérdidas cuadráticas (a_2)	0.0107	0.018

Nota: Los valores corresponden a datos certificados por fabricante.

Como se observa en la Tabla 3-6, ambos colectores corresponden a tecnología plana y presentan valores de eficiencia óptica y coeficientes de pérdidas térmicas dentro del rango característico de colectores planos de alto desempeño. Si bien el modelo VLC 25 presenta una eficiencia óptica ligeramente menor y un coeficiente de pérdidas cuadráticas mayor, estas diferencias no modifican de manera significativa el comportamiento térmico global del sistema en el rango de operación considerado.

En este sentido, el modelo VLC 25 puede considerarse representativo del comportamiento térmico previamente evaluado mediante el modelo de referencia. La principal diferencia radica en la superficie de absorción individual, lo que implica un ajuste en la modularidad del campo solar, es decir, en el número de colectores requeridos para alcanzar el área total de captación definida en el diseño.

La adopción de este modelo comercial permite mantener la coherencia entre el análisis técnico y la evaluación económica, asegurando que los resultados obtenidos sean representativos de una implementación real del sistema.

La ficha técnica completa del modelo seleccionado se presenta en el Apéndice B (Figura B-2), donde se detallan sus especificaciones constructivas y parámetros de desempeño certificados.

3.6 Dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico

El sistema de almacenamiento térmico constituye un elemento clave en la configuración del sistema solar–geotérmico propuesto, al permitir desacoplar temporalmente la disponibilidad de las fuentes térmicas renovables (solar y geotérmica) de la demanda continua del generador del chiller por absorción. En este sentido, el almacenamiento no solo actúa como un reservorio de energía, sino como un elemento de regulación térmica que garantiza condiciones de operación estables dentro del rango requerido por el generador del chiller (85–95 °C).

Desde el punto de vista operativo, el tanque de almacenamiento permite amortiguar las variaciones en la generación térmica del campo solar, así como aprovechar de manera más eficiente el calor residual geotérmico disponible, evitando que fluctuaciones en la temperatura de suministro afecten el desempeño del ciclo de refrigeración. Esta función resulta especialmente relevante en condiciones transitorias, donde la disponibilidad del recurso solar presenta una variabilidad intrínseca.

En el sistema analizado, el almacenamiento se basa en la acumulación de calor sensible en agua, la cual es calentada previamente mediante el intercambiador geotérmico y el campo solar térmico, y posteriormente suministrada al generador del chiller por absorción. La elección de almacenamiento sensible responde a criterios de simplicidad, disponibilidad comercial y compatibilidad con los niveles de temperatura de operación del sistema.

Adicionalmente, el tanque se concibe como un sistema estratificado, lo que permite mantener diferentes niveles de temperatura en su interior y maximizar la fracción de energía útil disponible. Este comportamiento estratificado es fundamental para asegurar que el fluido suministrado al chiller se encuentre en el nivel térmico requerido, mientras que el retorno a menor temperatura se almacena en la parte inferior del tanque, preservando el gradiente térmico interno.

En este contexto, el dimensionamiento del sistema de almacenamiento se plantea como un problema de balance energético, en el cual se busca determinar el volumen requerido para cubrir

la demanda térmica del sistema bajo condiciones representativas de operación, considerando tanto el perfil de carga como el nivel de temperatura útil disponible.

3.6.1 Criterio de dimensionamiento energético

El dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico se realizó con base en el modelo de acumulación de energía sensible previamente establecido en el marco teórico, el cual permite estimar el volumen requerido del fluido de almacenamiento a partir de la demanda energética y del intervalo de temperatura útil de operación.

Para el presente estudio se consideró el escenario de mayor exigencia térmica, correspondiente a la zona crítica del edificio analizado, cuya demanda energética diaria asciende a 1,341.44 kWh, equivalente a 4,829,184 kJ. Este valor define la condición de diseño bajo la cual el sistema debe garantizar continuidad en el suministro térmico y estabilidad operativa del chiller por absorción.

El fluido de almacenamiento seleccionado es agua, cuyas propiedades termofísicas se consideran constantes dentro del intervalo de operación. Se adoptó un salto térmico útil de 15 °C, valor que representa un compromiso entre la capacidad de almacenamiento requerida, la estabilidad térmica del sistema y la reducción de irreversibilidades asociadas a diferencias de temperatura elevadas.

Bajo estas condiciones, el volumen requerido de almacenamiento se determina a partir del balance entre la energía térmica demandada por el sistema y la capacidad del fluido para almacenar dicha energía dentro del intervalo de temperatura definido. Con base en este criterio, se obtiene un volumen de almacenamiento de 76.84 m³, suficiente para cubrir la demanda energética diaria en el escenario crítico de operación.

Este volumen garantiza la disponibilidad de energía térmica necesaria para alimentar el generador del sistema de absorción dentro del rango de operación establecido, contribuyendo a mantener condiciones de operación estables incluso ante variaciones en la generación térmica del sistema solar.

Con fines de implementación, se adopta una capacidad instalada total de aproximadamente 78 m³, lo que introduce un margen adicional cercano al 1.5 % respecto al valor teórico. Este margen

permite compensar posibles pérdidas térmicas, desviaciones operativas y efectos asociados a la dinámica del sistema, mejorando la robustez del almacenamiento.

De esta manera, el dimensionamiento del sistema no solo satisface el requerimiento energético del sistema de refrigeración, sino que también asegura condiciones operativas confiables para su integración con los subsistemas de captación solar, intercambio geotérmico y almacenamiento estratificado.

3.6.2 Estrategia de implementación y modularidad

La implementación de un tanque único con un volumen del orden de 78 m³ presenta limitaciones relevantes desde el punto de vista constructivo, estructural y logístico, particularmente en términos de fabricación, transporte, instalación y costos asociados. En este contexto, se adopta una estrategia de configuración modular basada en la interconexión en paralelo de tanques comerciales con capacidad individual de 3 m³ (3,000 L), los cuales se encuentran ampliamente disponibles en el mercado nacional y cumplen con especificaciones adecuadas para aplicaciones de almacenamiento térmico.

Con base en el volumen total previamente determinado, se requieren aproximadamente 26 unidades para alcanzar la capacidad de almacenamiento bajo condiciones críticas de operación. Esta configuración modular permite mantener el volumen total requerido, distribuyéndolo en unidades manejables que facilitan su implementación práctica.

Desde el punto de vista técnico y operativo, la solución modular presenta ventajas relevantes, entre las que destacan la flexibilidad en la disposición espacial del sistema, la posibilidad de realizar mantenimiento de forma individual sin afectar la operación global, la reducción del impacto ante fallas parciales y la facilidad de expansión futura en caso de incrementos en la demanda térmica.

Adicionalmente, la disposición de los tanques puede optimizarse mediante configuraciones parcialmente o totalmente enterradas, lo que contribuye a reducir las pérdidas térmicas hacia el ambiente. Estudios recientes reportan reducciones de hasta 27.6 % en pérdidas térmicas en comparación con tanques expuestos, así como una disminución en el consumo energético asociado al sistema de bombeo (Ríos-Arriola et al., 2023).

En conjunto, la estrategia modular adoptada no solo responde a restricciones prácticas de implementación, sino que también contribuye a mejorar el desempeño energético y la confiabilidad del sistema de almacenamiento dentro del esquema solar-geotérmico propuesto.

Las especificaciones técnicas del tanque comercial de 3,000 L considerado como módulo base se presentan en el Apéndice B (Figura B-3), donde se detallan sus características constructivas y límites operativos.

3.6.3 Estratificación térmica y modelado del almacenamiento

Para representar de manera realista el comportamiento térmico del sistema de almacenamiento, se adopta un modelo estratificado, en el cual el tanque se discretiza en múltiples nodos térmicos con intercambio de energía entre capas adyacentes. Este enfoque permite capturar la formación y evolución del gradiente de temperatura en el interior del tanque, aspecto fundamental para evaluar su desempeño en condiciones dinámicas.

La estratificación térmica favorece la acumulación de agua a mayor temperatura en la parte superior del tanque, lo que permite suministrar energía térmica al generador del chiller en condiciones cercanas al rango requerido, mientras que el fluido a menor temperatura se mantiene en la parte inferior. Este comportamiento reduce la mezcla térmica y maximiza la fracción de energía útil disponible en el sistema.

Diversos estudios experimentales y numéricos han demostrado que factores como la relación geométrica del tanque, la velocidad de entrada del fluido y la disposición de los puntos de carga y descarga influyen directamente en el espesor del termocline y en la eficiencia global del almacenamiento (Karim et al., 2018; Haddouche et al., 2024). Asimismo, los modelos unidimensionales multinodo han sido ampliamente adoptados como estándar en simulaciones dinámicas de almacenamiento térmico en herramientas como TRNSYS, mientras que el uso de dinámica de fluidos computacional se reserva para análisis de validación o diseño detallado (Soomro et al., 2018).

En el presente trabajo, estas consideraciones se integran en el entorno de simulación mediante un modelo estratificado que permite evaluar la interacción dinámica entre el almacenamiento térmico, el campo solar, el intercambiador geotérmico y el chiller por absorción. Este enfoque asegura que la evolución temporal de las temperaturas en el tanque sea consistente con las

condiciones de operación del sistema, permitiendo analizar de manera adecuada la disponibilidad de energía térmica útil y su impacto en el desempeño global del sistema solar–geotérmico propuesto.

3.7 Validación del estudio transitorio en TRNSYS

Con el propósito de verificar la correcta implementación del modelo dinámico desarrollado en TRNSYS y asegurar la coherencia física del sistema previo al análisis energético, se llevó a cabo un proceso de validación mediante la comparación con un caso experimental reportado en la literatura.

Este proceso de validación se enfoca en comprobar que el modelo es capaz de reproducir el comportamiento transitorio de un sistema de refrigeración por absorción bajo condiciones controladas, considerando variables clave como temperaturas de operación, flujos térmicos y respuesta dinámica del sistema.

La selección de un caso de referencia validado experimentalmente permite establecer un criterio objetivo de comparación, garantizando que los resultados obtenidos en la simulación no solo sean numéricamente consistentes, sino también físicamente representativos del comportamiento real del sistema.

En este contexto, la validación constituye una etapa fundamental para asegurar la confiabilidad del modelo, ya que permite identificar posibles desviaciones en la implementación y ajustar parámetros antes de proceder al análisis energético, exergético y económico del sistema solar–geotérmico propuesto.

3.7.1 Caso de referencia y configuración del sistema validado

Con el fin de validar el modelo dinámico implementado en TRNSYS, se adoptó como caso de referencia el sistema de enfriamiento solar desarrollado por Chen et al. (2017), el cual fue validado experimentalmente por sus autores. Este sistema constituye una base confiable para la verificación del modelo, ya que integra los principales subsistemas térmicos presentes en aplicaciones reales de refrigeración solar.

El sistema de referencia está conformado por un campo de colectores solares de tubos evacuados, un tanque de almacenamiento térmico, un chiller de absorción de efecto simple enfriado por aire y una edificación residencial que actúa como carga térmica. Esta configuración

permite analizar el comportamiento dinámico del sistema bajo condiciones transitorias, considerando tanto la generación como el consumo de energía térmica.

La Figura 3.3 muestra la arquitectura funcional del sistema de referencia, así como su representación mediante componentes estándar de TRNSYS, lo que permite establecer una correspondencia directa entre el sistema físico y su modelo numérico.

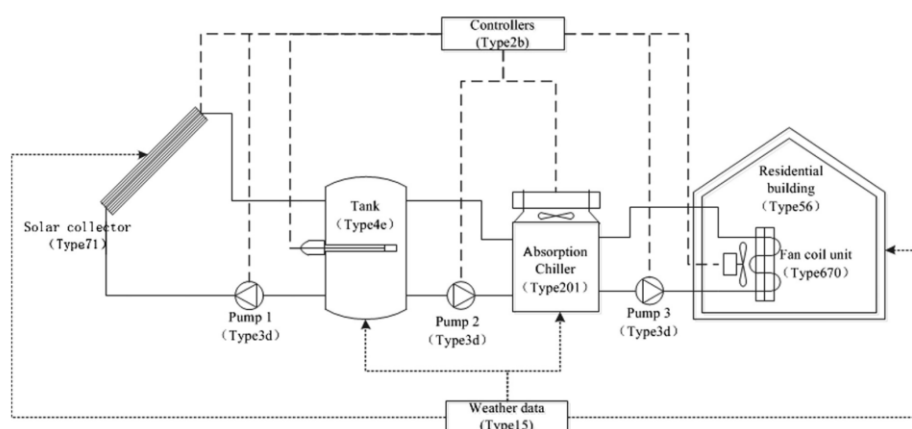


Figura 3.3. Configuración del sistema solar de enfriamiento reportado por Chen et al. (2017), empleada como caso de referencia para la validación del modelo.

En esta configuración se identifican los principales subsistemas térmicos y su representación mediante componentes estándar de TRNSYS: el colector solar (Type 71), el tanque de almacenamiento térmico (Type 4e), el chiller de absorción (Type 201), las bombas de circulación (Type 3d), el modelo de edificio (Type 56) y la unidad fan-coil (Type 670). Asimismo, se incluyen el archivo climático (Type 15) y los controladores lógicos (Type 2b), los cuales permiten reproducir la operación del sistema bajo condiciones dinámicas.

Para garantizar la consistencia en la comparación, se utilizó el mismo archivo meteorológico correspondiente a Shanghai (2017), junto con las condiciones operativas nominales reportadas en el estudio original: temperatura de suministro de agua caliente de 90 °C hacia el generador del chiller, temperatura objetivo del agua enfriada de 15 °C y temperatura ambiente de diseño de 35 °C.

De igual forma, se replicó la lógica de control descrita por los autores, en la cual el chiller se activa cuando la temperatura del tanque supera los 80 °C, mientras que el suministro de agua fría al edificio se habilita cuando la temperatura ambiente excede los 27 °C. Estas condiciones

permiten reproducir de manera fiel la operación del sistema bajo escenarios reales de demanda térmica.

La implementación desarrollada en este trabajo mantiene correspondencia funcional con la configuración de referencia, lo que permite evaluar el comportamiento dinámico del sistema en condiciones transitorias y establecer una base sólida para la validación del modelo previo al análisis del sistema solar–geotérmico propuesto.

3.7.2 Análisis comparativo de la eficiencia del colector solar

Se realizó una comparación entre las eficiencias diarias del colector solar obtenidas mediante la simulación desarrollada en este trabajo y aquellas reportadas por Chen et al. (2017) para el periodo comprendido entre el 1 de julio y el 31 de agosto de 2017. Debido a que el estudio original no presenta los valores en formato tabular, los datos de referencia fueron obtenidos mediante digitalización de la gráfica publicada, lo cual introduce una incertidumbre inherente asociada al proceso de extracción.

El promedio de eficiencia reportado por Chen et al. fue aproximadamente 0.48, mientras que el modelo implementado arrojó un promedio cercano a 0.39, evidenciando un sesgo medio negativo del orden de 0.095. El error absoluto medio fue de 0.132 y el error cuadrático medio de 0.164, con un error cuadrático medio normalizado del 34 % respecto al promedio del estudio de referencia.

Aunque la concordancia punto a punto presenta dispersión significativa, el modelo reproduce adecuadamente el rango operativo esperado de colectores solares de tubos evacuados y la tendencia dinámica asociada a la variabilidad del recurso solar. Las discrepancias observadas pueden atribuirse a diferencias en parámetros ópticos y térmicos no completamente documentados en la publicación original, así como a la incertidumbre inherente al proceso de digitalización de datos.

En consecuencia, la implementación del modelo del colector en TRNSYS se considera verificada en términos de coherencia física y comportamiento global.

3.7.3 Análisis comparativo del calor útil recolectado

Adicionalmente, se realizó un análisis comparativo del calor útil diario recolectado por el campo solar durante el mismo periodo de estudio. El promedio diario reportado por Chen et al. (2017)

es de aproximadamente 101.5 kWh, mientras que el modelo desarrollado en este trabajo arroja un valor promedio de 86.2 kWh, lo que representa una subestimación cercana al 15 %.

En términos de métricas de error, se obtuvo un error absoluto medio de 37.2 kWh y un error cuadrático medio de 47.6 kWh. El error cuadrático medio normalizado se sitúa en un valor del orden del 47 %, lo cual refleja una dispersión apreciable en la comparación diaria, particularmente en días con mayor variabilidad de irradiancia.

No obstante, el modelo reproduce de manera consistente el orden de magnitud del calor útil captado, así como su tendencia temporal y variabilidad diaria, manteniendo coherencia con el comportamiento de la irradiancia solar y con la lógica de control implementada en el sistema. Este resultado es relevante, ya que indica que el modelo es capaz de capturar adecuadamente la dinámica energética del subsistema solar.

Las discrepancias observadas pueden atribuirse principalmente a la alta sensibilidad del cálculo del calor útil frente a variaciones en la irradiancia solar, la temperatura ambiente y la temperatura media del fluido en el colector. Asimismo, es posible que existan diferencias en la parametrización interna del modelo de colector solar, las cuales no se encuentran completamente detalladas en el estudio original, lo que introduce incertidumbre adicional en la comparación.

En este contexto, los resultados obtenidos se consideran aceptables para efectos de validación del modelo, dado que se preserva la coherencia física del sistema y la capacidad de reproducir su comportamiento dinámico bajo condiciones transitorias, lo cual es fundamental para el análisis del sistema solar-geotérmico propuesto.

3.7.4 Consideraciones finales de validación

Debe señalarse que el objetivo del proceso de validación no es reproducir de manera exacta cada valor diario reportado en el estudio de referencia, sino verificar la coherencia física del modelo, así como su capacidad para reproducir el orden de magnitud y la tendencia dinámica del sistema bajo condiciones transitorias.

Dado que el archivo meteorológico empleado corresponde al mismo sitio y periodo del estudio original, las discrepancias observadas se atribuyen principalmente a incertidumbres asociadas a la discretización temporal, a la parametrización interna de los componentes y a la información

limitada disponible en el trabajo de referencia, particularmente en lo relativo a los modelos de colectores y estrategias de control.

En términos globales, el modelo desarrollado presenta un comportamiento dinámico consistente, reproduciendo adecuadamente la interacción entre generación térmica, almacenamiento y demanda de enfriamiento. Esta correspondencia valida la implementación del sistema en TRNSYS y proporciona una base confiable para su aplicación en el análisis energético, exergético y económico del sistema solar-geotérmico propuesto.

Capítulo 4. Resultados

4.1 Análisis paramétrico sobre la capacidad solar

El análisis paramétrico permite evaluar la sensibilidad del sistema solar de refrigeración frente a variaciones en sus principales variables de operación. En este estudio se consideraron como parámetros clave el coeficiente de desempeño del chiller de absorción, la temperatura de entrada al colector solar y el área de captación, con el propósito de analizar su influencia en la eficiencia del colector y en la capacidad de producción de frío del sistema.

Las cargas térmicas del edificio, previamente determinadas mediante simulación en TRNSYS, se emplean como condición de referencia para el análisis, garantizando coherencia con el dimensionamiento del sistema desarrollado en el capítulo anterior.

A diferencia del modelo dinámico implementado en TRNSYS, el presente análisis paramétrico se desarrolló mediante un estudio de sensibilidad independiente, con el objetivo de aislar el efecto de cada variable y comprender su impacto directo en el desempeño del subsistema solar. Este enfoque permite identificar tendencias y relaciones físicas fundamentales, particularmente en lo relativo a la fracción solar y al aprovechamiento térmico del campo de colectores.

En este contexto, los resultados obtenidos constituyen una base para interpretar el comportamiento del sistema bajo distintas condiciones de operación y orientar el análisis del sistema completo en la simulación dinámica posterior.

4.1.1 Análisis de Cargas térmicas

Al ejecutar la simulación en **TRNSYS Simulation Studio**, se obtienen datos clave como:

- Perfil de cargas térmicas horarias y diarias
- Demanda total de calefacción y refrigeración en kWh
- Picos de carga térmica para dimensionamiento del sistema HVAC
- Gráficos de temperatura interna y condiciones de confort

Los resultados se pueden exportar a **Excel** o analizar dentro de TRNSYS con herramientas gráficas.

La Figura 4.1 presenta el comportamiento anual de la carga térmica de refrigeración en función del tiempo. Se observa una clara variación estacional, con valores bajos durante los meses de invierno y un incremento progresivo hacia el periodo de verano, donde la demanda alcanza sus máximos. Este comportamiento responde directamente a la evolución de la temperatura ambiente y a la radiación solar incidente, variables que dominan las ganancias térmicas externas del edificio.

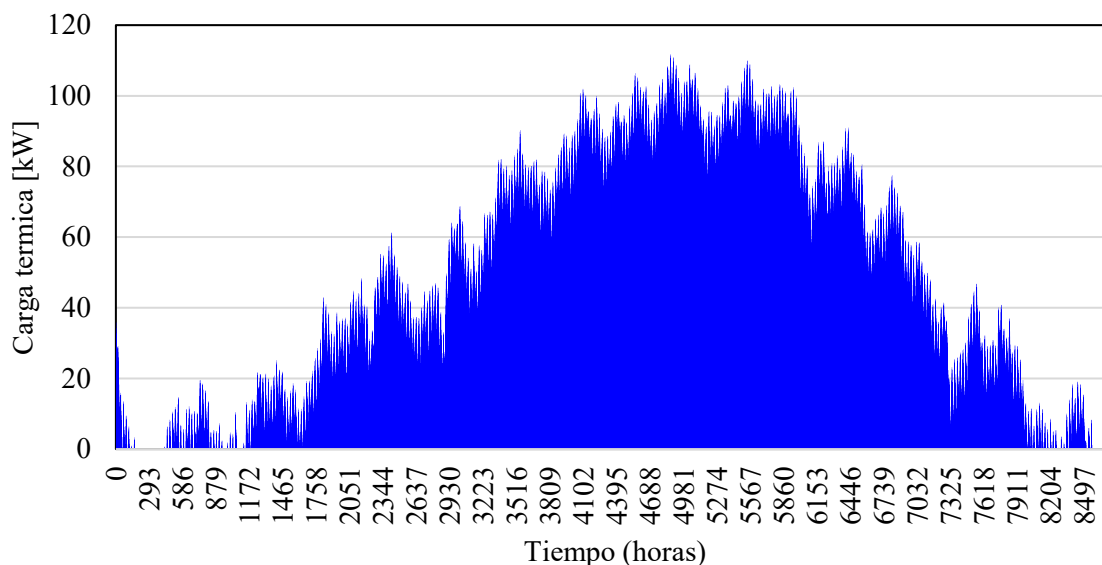


Figura 4.1. Cargar térmicas para la refrigeración durante un año.

En particular, se identifica un valor máximo de aproximadamente 111.79 kW (31.68 TR) durante el mes de julio, lo que establece la condición crítica de diseño para el sistema de refrigeración. Este valor coincide con el periodo de mayor exigencia climática, validando la consistencia entre las condiciones meteorológicas del sitio y la respuesta térmica del modelo del edificio.

Con el fin de analizar la distribución energética de la demanda, la Figura 4.2 muestra la demanda mensual de refrigeración considerando un régimen de operación de 12 horas diarias. Se observa que la mayor contribución energética se concentra entre los meses de junio y septiembre, siendo julio el mes de mayor consumo, con una demanda aproximada de 40,793 kWh.

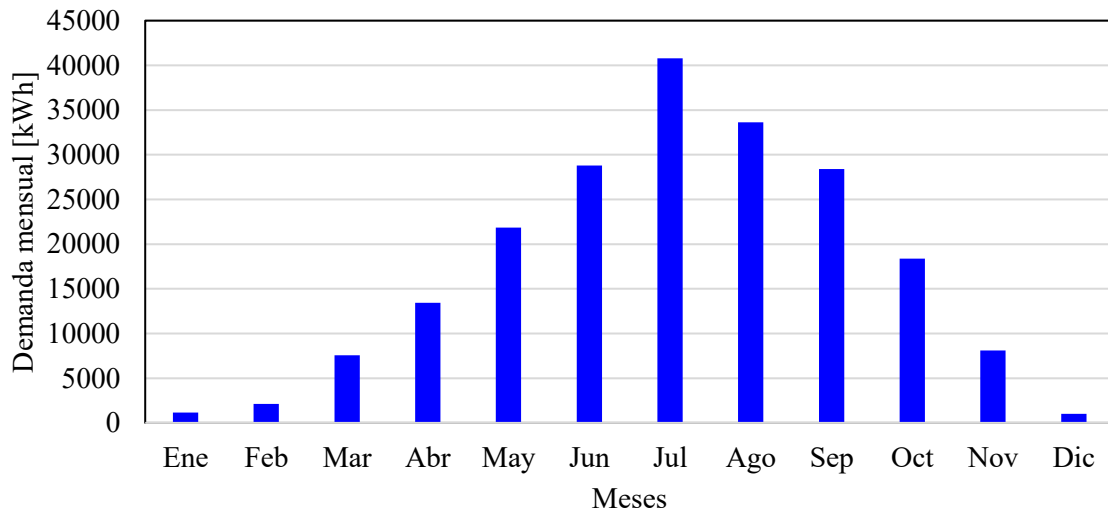


Figura 4.2 Demanda mensual durante 12 horas de trabajo de cada día del mes.

Este comportamiento evidencia una fuerte concentración temporal de la demanda, lo cual tiene implicaciones directas en el diseño del sistema solar-geotérmico, particularmente en el dimensionamiento del campo de colectores y del sistema de almacenamiento térmico, que deben ser capaces de responder a estas condiciones críticas sin sobredimensionar el sistema para periodos de baja demanda.

La Tabla 4-1 resume la relación entre la capacidad de enfriamiento requerida y la demanda energética mensual. Se confirma que los meses de verano no solo presentan los mayores picos de carga, sino también la mayor acumulación de energía demandada, lo que refuerza su relevancia como periodo de diseño.

Tabla 4-1. Relación de capacidad de enfriamiento con demanda

Mes	Capacidad de enfriamiento [kW]	Capacidad de enfriamiento [TR]	Demanda mensual [kWh]
Ene	3.19	0.91	1165.34
Feb	5.78	1.64	2108.97
Mar	20.74	5.88	7568.67
Abr	36.81	10.43	13433.89
May	59.92	16.98	21865.46
Jun	78.90	22.36	28790.43
Jul	111.79	31.68	40793.32

Ago	92.10	26.10	33610.74
Sep	77.80	22.05	28389.99
Oct	50.40	14.28	18391.22
Nov	22.22	6.30	8107.95
Dic	2.80	0.79	1020.66

La demanda mensual de refrigeración se obtiene multiplicando la capacidad de enfriamiento por el número de horas de operación diaria y el total de días operativos en cada mes. Se observa que la mayor demanda ocurre en los meses de **junio a septiembre**, lo que coincide con el periodo de verano, caracterizado por un aumento en las temperaturas exteriores y una mayor carga térmica debido a la radiación solar y la transmisión de calor a través de la envolvente del edificio.

Desde el punto de vista físico, el incremento en la demanda de refrigeración durante estos meses se explica por la combinación de cargas térmicas externas principalmente radiación solar y transferencia de calor a través de la envolvente con las cargas internas asociadas a ocupación, iluminación y equipos. En climas cálidos y secos como Mexicali, la radiación solar y la alta temperatura ambiente juegan un papel dominante, intensificando la carga térmica sensible del edificio.

En este contexto, la caracterización de la demanda térmica constituye un elemento fundamental para el análisis del sistema, ya que define tanto la capacidad de enfriamiento requerida como el perfil temporal de consumo energético. Estos resultados permiten evaluar posteriormente la fracción de la demanda que puede ser cubierta mediante fuentes renovables y analizar el desempeño del sistema solar–geotérmico bajo condiciones reales de operación.

4.1.2 Análisis paramétrico

La Tabla 4-2 presenta el predimensionamiento del campo solar bajo condiciones de operación definidas por una temperatura de entrada al colector de 60 °C, un coeficiente de desempeño del chiller de absorción de 0.2 y un área de captación de 138 m² ajustada a una fracción solar de 60%. Este análisis permite evaluar la capacidad del sistema solar para suministrar energía térmica útil durante los distintos meses del año, particularmente en el periodo de mayor demanda de refrigeración.

Tabla 4-2. Predimensionamiento con un $T_{ent}=60^{\circ}\text{C}$ y un $\text{COP}=0.2$ y un área de 138 m^2 .

Mes	Horas	Demanda Mensual [kWh]	Hsol	Radiación Media	Tem Media	Ángulo Medio	Eficiencia	Q_colector [kWh/m ² *mes]	Q_total [kWh]	Q_útil [kWh]	Capacidad de enfriamiento [kW]	Capacidad de enfriamiento [Ton]	Demanda diaria [kWh]
Ene	744	1165.34	316.00	536.06	15.88	44.77	0.57	96.28	13287.12	1165.34			38.32
Feb	1416	2108.97	330.00	569.12	15.33	46.62	0.56	105.57	14568.73	2108.97			69.35
Mar	2160	7568.67	379.00	569.11	19.53	46.01	0.59	127.96	17658.81	7568.67			248.89
Abr	2880	13433.89	393.00	598.00	24.45	50.13	0.60	141.66	19548.84	13433.89			441.76
May	3624	21865.46	445.00	526.59	28.03	56.96	0.56	131.90	18201.61	18201.61			719.02
Jun	4344	28790.43	450.00	500.13	30.02	60.34	0.35	78.79	10873.70	10873.70	5.96	1.69	946.74
Jul	5088	40793.32	442.00	489.56	38.25	57.50	0.44	95.80	13220.18	13220.18	7.25	2.06	1341.44
Ago	5832	33610.74	424.00	498.68	36.66	53.12	0.47	99.92	13789.43	13789.43	7.56	2.15	1105.25
Sep	6552	28389.99	390.00	551.92	32.17	48.40	0.49	105.51	14560.16	14560.16	7.98	2.27	933.57
Oct	7296	18391.22	357.00	628.58	27.58	44.98	0.65	146.84	20264.49	18391.22			604.78
Nov	8016	8107.95	330.00	557.06	19.91	46.14	0.59	109.01	15042.98	8107.95			266.62
Dic	8760	1020.66	329.00	506.66	16.55	46.83	0.55	92.46	12760.08	1020.66			33.56

Los resultados muestran que el comportamiento del sistema está fuertemente condicionado por la interacción entre la radiación solar disponible y la eficiencia del colector. Durante los meses de verano (junio a septiembre), aunque se presentan los valores más altos de radiación solar, la eficiencia del colector tiende a disminuir, alcanzando valores mínimos del orden de 0.35–0.49. Este efecto se debe al incremento en la temperatura de operación del fluido, lo que incrementa las pérdidas térmicas hacia el ambiente y reduce el rendimiento del colector.

A pesar de esta disminución en la eficiencia, la energía térmica útil recolectada se mantiene elevada debido al alto nivel de irradiancia solar, lo que permite alcanzar valores significativos de energía útil mensual. Como consecuencia, la capacidad de enfriamiento del sistema en estos meses alcanza valores de hasta 7.98 kW (≈ 2.27 TR), evidenciando que el sistema solar es capaz de contribuir de manera relevante a la demanda térmica durante el periodo crítico de operación.

En contraste, durante los meses de invierno, aunque la eficiencia del colector es mayor debido a menores temperaturas de operación, la baja radiación solar limita la cantidad de energía térmica captada, reduciendo significativamente la contribución del sistema solar. Este comportamiento confirma que el desempeño del sistema está dominado principalmente por la disponibilidad del recurso solar, más que por la eficiencia instantánea del colector.

Desde el punto de vista de diseño, estos resultados ponen de manifiesto la necesidad de establecer un compromiso entre temperatura de operación y eficiencia del colector. Un incremento en la temperatura de entrada al sistema reduce la eficiencia, pero es necesario para cumplir con los requerimientos térmicos del chiller por absorción. En este sentido, el área de captación y el sistema de almacenamiento térmico juegan un papel fundamental para compensar estas pérdidas y garantizar un suministro térmico adecuado.

En conjunto, el análisis paramétrico permite identificar que, bajo las condiciones evaluadas, el sistema solar puede cubrir una fracción significativa de la demanda térmica en los meses críticos, aunque su desempeño se ve limitado por la reducción de eficiencia a altas temperaturas de operación, lo que refuerza la importancia de una adecuada integración con el recurso geotérmico dentro del sistema híbrido propuesto.

4.1.3 Eficiencia en relación con la capacidad de refrigeración

La Figura 4.3 presenta la relación entre la eficiencia promedio del colector solar y la capacidad de enfriamiento producida durante los meses de verano. Se observa un incremento progresivo en la capacidad de enfriamiento desde junio hasta septiembre, alcanzando sus valores más altos en los meses de mayor disponibilidad de radiación solar.

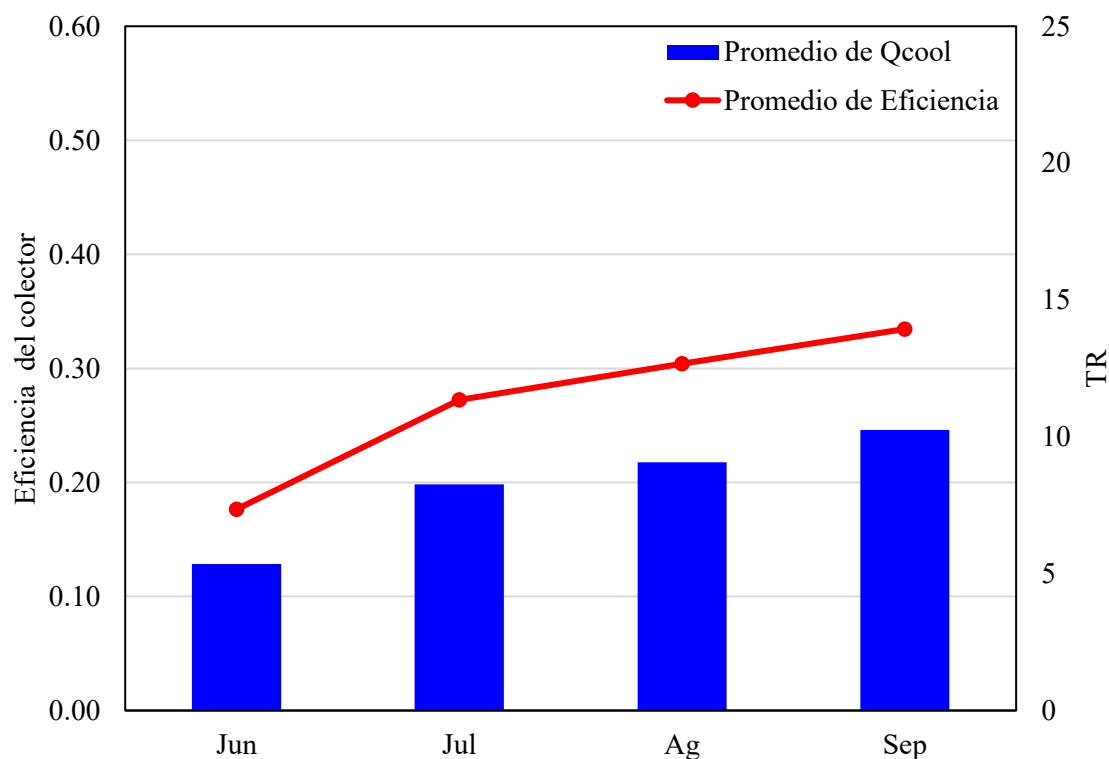


Figura 4.3. Capacidad de enfriamiento en relación con la eficiencia.

En contraste, la eficiencia del colector muestra una variación más moderada, con valores que tienden a incrementarse ligeramente a lo largo del periodo analizado. Este comportamiento no responde únicamente al nivel de radiación solar, sino a la interacción entre la irradiancia incidente, la temperatura ambiente y las condiciones de operación del sistema.

Es importante señalar que, aunque en condiciones de alta temperatura de operación la eficiencia instantánea del colector puede disminuir debido al incremento de pérdidas térmicas, el efecto combinado de una mayor irradiancia solar y condiciones ambientales favorables permite mantener o incluso mejorar el desempeño promedio del sistema en términos de energía útil captada.

Como resultado, la capacidad de enfriamiento presenta una tendencia creciente, lo que indica que el sistema es capaz de aprovechar de manera efectiva el recurso solar disponible durante los meses críticos. Este comportamiento evidencia que la producción de frío está más directamente relacionada con la energía térmica total disponible que con la eficiencia instantánea del colector.

Al comparar estos resultados con los reportados por Chen et al. (2017), donde se documentan eficiencias de colectores solares en un rango aproximado de 30 % a 63.1 %, se observa que los valores obtenidos en este estudio se encuentran dentro del comportamiento esperado para sistemas de refrigeración solar. Asimismo, los niveles de energía térmica recolectada reportados en la literatura refuerzan la importancia de maximizar el aprovechamiento del recurso solar más allá de la eficiencia puntual del colector.

En conjunto, este análisis confirma que el desempeño del sistema solar está determinado por un equilibrio entre eficiencia térmica y disponibilidad energética, lo que resalta la necesidad de un diseño integral que considere tanto las condiciones de operación como la variabilidad del recurso solar.

4.1.4 Temperatura de entrada al colector en relación con su eficiencia y el COP del Chiller

El desempeño del chiller de absorción bajo diferentes valores de COP (de 0.2 a 0.7) permite evaluar el efecto combinado entre la eficiencia del colector y la capacidad de producción de refrigeración del sistema.

En la Figura 4.4 se observa que una mayor eficiencia del colector se traduce en un incremento directo del porcentaje de refrigeración solar. Este efecto se encuentra fuertemente influenciado por el COP del chiller: para valores bajos (0.2–0.3), la producción de enfriamiento es limitada aun cuando la eficiencia del colector sea elevada; mientras que para valores altos (0.6–0.7), el

sistema logra un mayor aprovechamiento de la energía térmica disponible, incrementando de forma significativa la fracción de refrigeración solar.

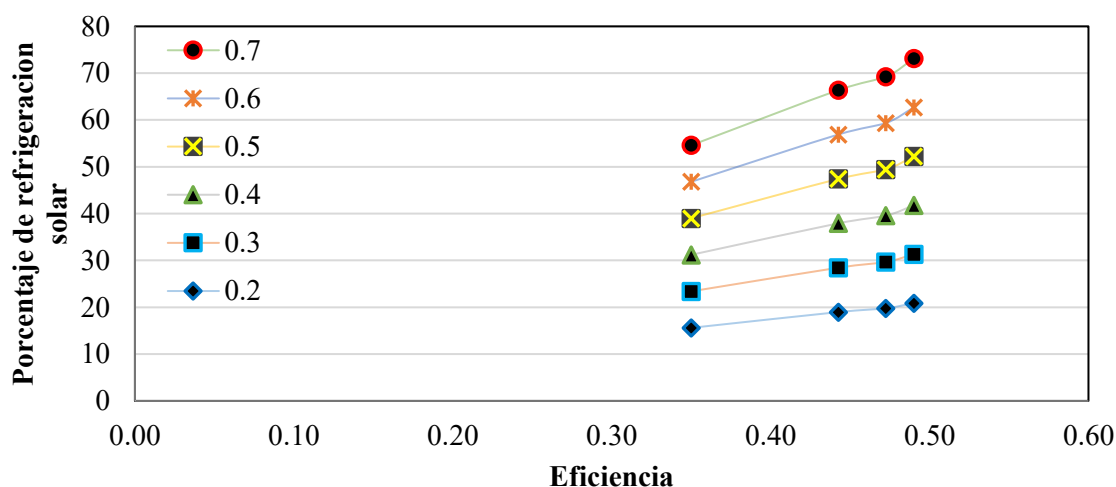


Figura 4.4. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (T_{ent} = 60°C, distintos COP).

En la Figura 4.5 se aprecia que, al incrementar la temperatura de entrada a 70 °C, la eficiencia del colector disminuye en comparación con el caso de 60 °C para un mismo nivel de refrigeración solar. Este comportamiento indica que el aumento en la temperatura de operación incrementa las pérdidas térmicas hacia el ambiente, reduciendo la captación efectiva de energía solar y, por tanto, la energía disponible para el chiller.

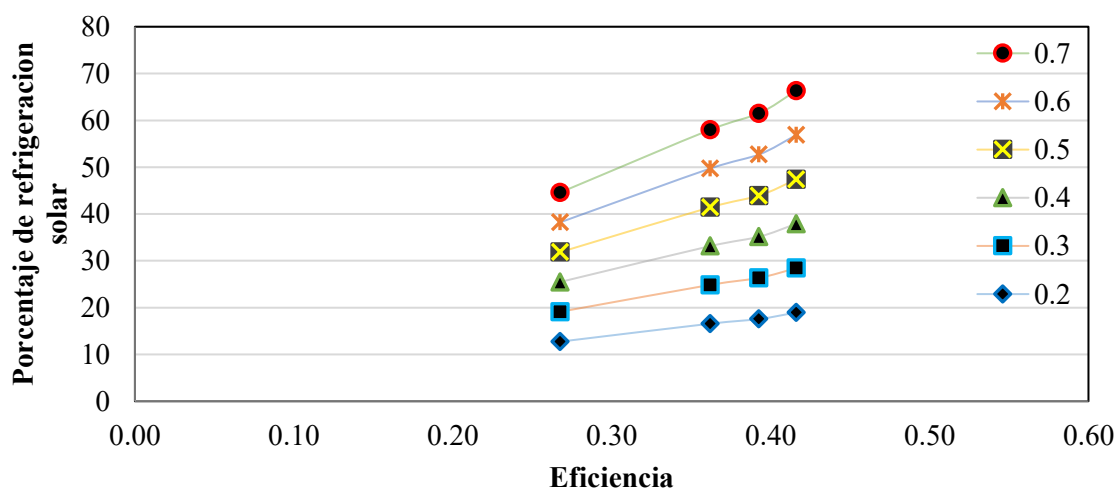


Figura 4.5. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar (T_{ent} = 70°C, distintos COP).

El efecto del COP mantiene la misma tendencia observada previamente: a valores bajos (0.2–0.3), la capacidad de enfriamiento es reducida, mientras que a valores más altos (0.6–0.7), el sistema logra un mejor aprovechamiento de la energía térmica. Sin embargo, la disminución en la eficiencia del colector comienza a limitar el rendimiento global del sistema.

En la Figura 4.6 se observa que, al incrementar la temperatura de entrada a 80 °C, la eficiencia del colector disminuye de manera más marcada respecto a los casos anteriores. Este comportamiento se asocia al aumento de la diferencia de temperatura entre el fluido y el ambiente, lo que intensifica las pérdidas térmicas y reduce la cantidad de energía útil captada.

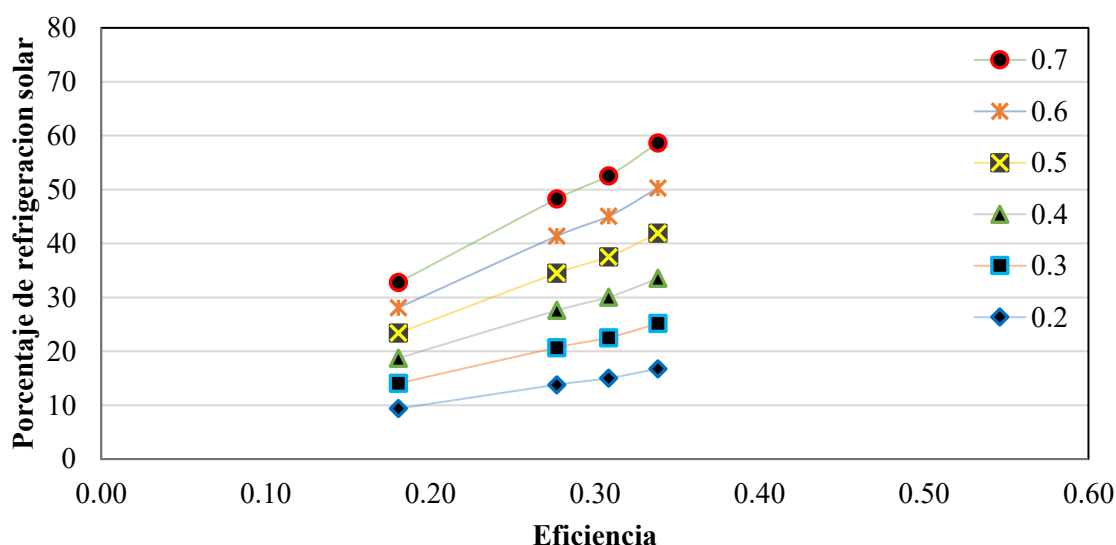


Figura 4.6. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar ($T_{ent} = 80^{\circ}\text{C}$, distintos COP).

Aunque el incremento del COP sigue favoreciendo la producción de refrigeración, la reducción en la eficiencia del colector restringe progresivamente la capacidad del sistema para proporcionar enfriamiento de manera eficiente.

En la Figura 4.7, correspondiente a una temperatura de entrada de 90 °C, la eficiencia del colector disminuye de forma significativa. Esto se traduce en una reducción del porcentaje de refrigeración solar incluso en condiciones de COP elevado, lo que indica que el sistema opera bajo un régimen menos favorable desde el punto de vista térmico.

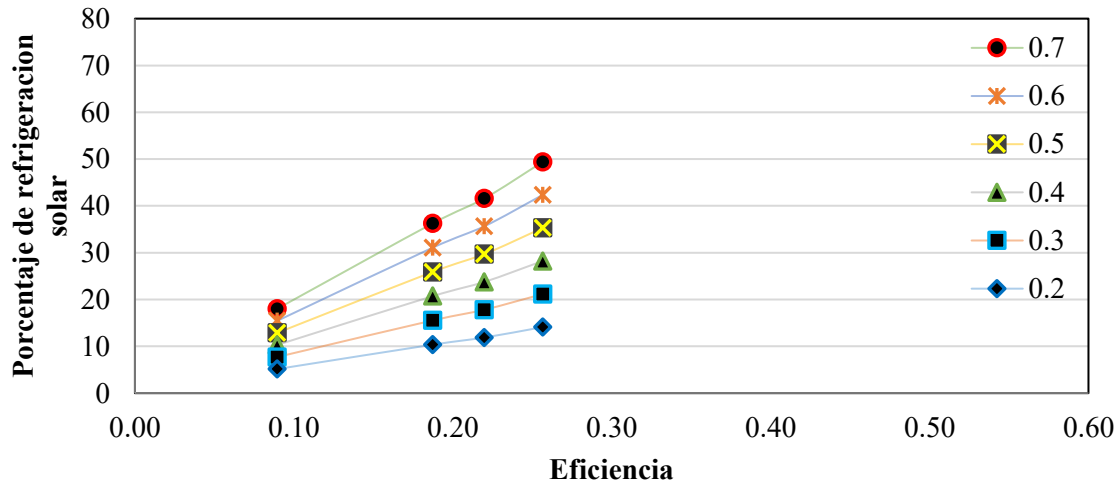


Figura 4.7. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar ($T_{ent} = 90^{\circ}\text{C}$, distintos COP).

Al comparar los casos de 60°C , 70°C , 80°C y 90°C , se identifica una tendencia clara: conforme aumenta la temperatura de entrada al colector, la eficiencia térmica disminuye de manera progresiva. Este comportamiento impacta directamente la cantidad de energía útil disponible y, en consecuencia, la capacidad de refrigeración solar del sistema.

A temperaturas más bajas, el colector opera con menores pérdidas térmicas, lo que permite alcanzar mayores valores de eficiencia y una mayor fracción de refrigeración solar, particularmente cuando el COP del chiller es elevado. Por el contrario, al incrementar la temperatura de operación, las pérdidas térmicas aumentan, reduciendo la efectividad del sistema.

En el caso extremo mostrado en la Figura 4.8, con una temperatura de entrada de 100°C , la eficiencia del colector se reduce de manera drástica, alcanzando valores considerablemente bajos en comparación con los casos anteriores. Este comportamiento se debe al incremento significativo de las pérdidas térmicas hacia el ambiente, derivadas de la elevada diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y el entorno.

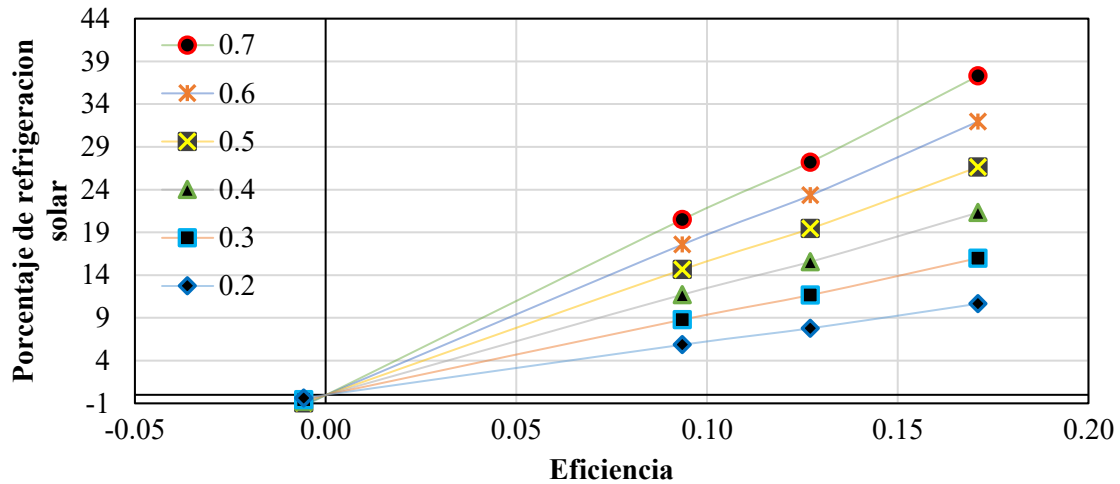


Figura 4.8. Eficiencia del colector vs. porcentaje de refrigeración solar ($T_{ent} = 100^{\circ}\text{C}$, distintos COP).

Incluso para valores altos de COP (0.6–0.7), el porcentaje de refrigeración solar se ve severamente limitado, lo que evidencia que operar el sistema a temperaturas de entrada cercanas a 100°C no resulta viable desde el punto de vista del aprovechamiento energético del colector.

En conjunto, estos resultados muestran que existe un compromiso entre la temperatura de operación requerida por el chiller y la eficiencia del colector solar, lo que define un rango óptimo de operación en el cual es posible maximizar la conversión de la radiación solar en enfriamiento sin incurrir en pérdidas térmicas excesivas.

4.1.5 Área de colección solar en relación con la eficiencia del colector solar

La Figura 4.9 muestra la relación entre la eficiencia del colector solar y el área de colección para los meses de junio, julio, agosto y septiembre. Se observa una tendencia claramente decreciente en la eficiencia del colector conforme aumenta el área de captación.

Este comportamiento indica que, aunque un incremento en el área de colectores permite captar una mayor cantidad de radiación solar, también conduce a un aumento en las pérdidas térmicas globales del sistema. A medida que el campo solar crece, se incrementa la superficie expuesta a pérdidas por convección y radiación hacia el ambiente, lo que reduce la eficiencia térmica promedio del conjunto.

Asimismo, al aumentar el área de captación, la energía disponible se distribuye en un mayor volumen de fluido o en un sistema con mayor inercia térmica, lo que puede dificultar alcanzar

temperaturas de operación elevadas en el fluido de trabajo. Este efecto impacta directamente la eficiencia del colector y su capacidad para suministrar energía útil al sistema de refrigeración.

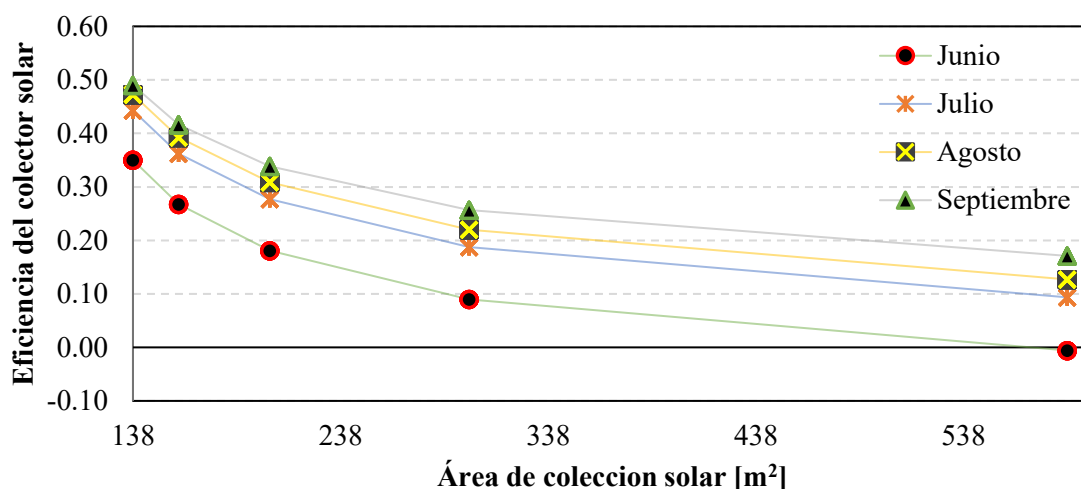


Figura 4.9. Eficiencia del colector vs. área de colección solar en distintos meses.

A partir de los resultados mostrados en la Figura 4.9, se identifica la existencia de un punto de operación óptimo en términos de área de colección solar. Por debajo de este punto, el sistema no capta suficiente energía para cubrir la demanda térmica; sin embargo, por encima de cierto umbral, el incremento en el área deja de ser beneficioso, ya que las pérdidas térmicas adicionales superan las ganancias energéticas.

Adicionalmente, se observa que la pendiente de reducción de eficiencia no es uniforme para todos los meses. En particular, junio y septiembre presentan una disminución más pronunciada en comparación con julio y agosto. Este comportamiento sugiere una fuerte dependencia del desempeño del colector con las condiciones climáticas estacionales, especialmente la radiación solar disponible y la temperatura ambiente.

En conjunto, este análisis confirma que el dimensionamiento del campo solar no debe realizarse únicamente con base en maximizar el área de captación, sino que requiere un balance entre captación energética y pérdidas térmicas. Un sobredimensionamiento del sistema puede conducir a una disminución en la eficiencia global, afectando el desempeño del sistema de refrigeración solar.

Finalmente, integrando los resultados de esta sección con el análisis previo de temperatura de entrada al colector, se concluye que la eficiencia del sistema está gobernada principalmente por tres variables: la temperatura de operación del fluido, el área de colección solar y el COP del chiller de absorción. Estas variables deben ser consideradas de manera conjunta para definir un rango de operación óptimo que maximice la conversión de energía solar en enfriamiento útil sin incurrir en pérdidas térmicas excesivas.

4.1.6 Influencia del COP del chiller en el porcentaje de refrigeración solar

La Figura 4.10 muestra el comportamiento del porcentaje de refrigeración solar en función del coeficiente de desempeño (COP) del chiller de absorción, considerando los meses de mayor demanda térmica. Se observa una tendencia creciente conforme el COP aumenta, lo cual es consistente con el hecho de que un mayor desempeño del chiller permite convertir de manera más eficiente la energía térmica disponible en capacidad de enfriamiento.

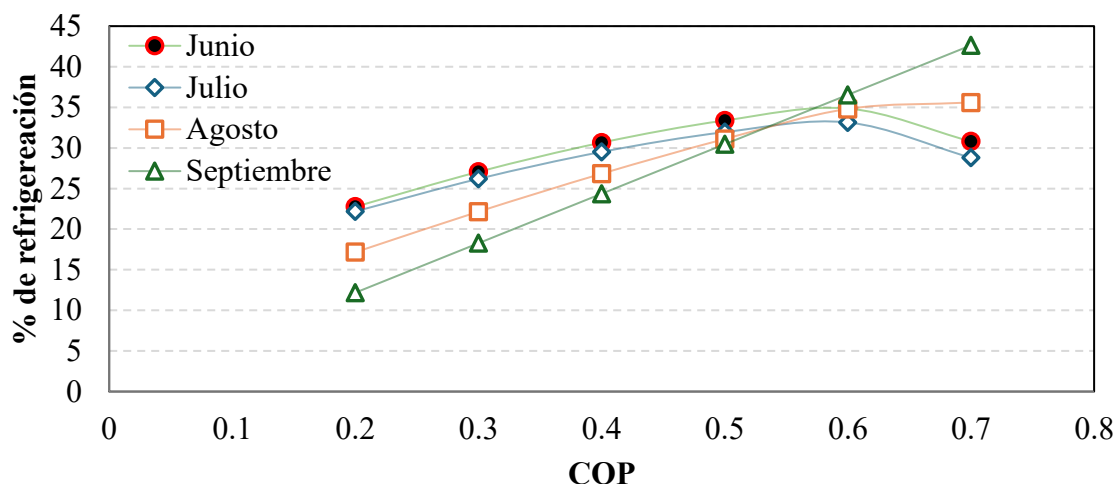


Figura 4.10. Eficiencia del colector vs. área de colección solar en distintos meses.

La relación entre el COP y el porcentaje de refrigeración solar es más evidente en el intervalo de COP entre 0.2 y aproximadamente 0.6, donde el incremento en el desempeño del chiller se traduce en una mejora significativa en la cobertura solar del sistema. En este rango, el sistema aprovecha de manera más efectiva la energía térmica suministrada por el campo solar, incrementando la fracción de la demanda de refrigeración cubierta por fuentes renovables.

Sin embargo, para valores cercanos a $COP = 0.7$, se observa que en algunos meses, como junio y julio, el incremento en el porcentaje de refrigeración solar tiende a desacelerarse e incluso presenta ligeras disminuciones. Este comportamiento sugiere la existencia de limitaciones en el sistema, no asociadas directamente al desempeño del chiller, sino a la disponibilidad y gestión de la energía térmica, tales como restricciones en la temperatura de operación, pérdidas térmicas en el sistema o limitaciones en la capacidad de almacenamiento y transferencia de energía.

En conjunto, estos resultados indican que, aunque el incremento del COP mejora el desempeño del sistema, existe un rango de operación en el cual el aprovechamiento de la energía solar se vuelve más eficiente. Para el caso analizado, valores intermedios de COP (aproximadamente entre 0.5 y 0.6) permiten maximizar la fracción de refrigeración solar sin que el sistema se vea afectado por limitaciones térmicas o de integración, lo cual es consistente con el comportamiento reportado en sistemas de refrigeración solar en climas cálidos y de alta radiación.

4.2 Análisis energético

4.2.1 Área de colección solar en relación con la eficiencia promedio del colector solar

La Figura 4.11 presenta la variación de la eficiencia promedio del campo de colectores solares en función del área de captación para los meses de junio, julio, agosto y septiembre, considerando condiciones meteorológicas representativas del sitio de estudio en Cerro Prieto I, Baja California. Los valores mostrados corresponden a promedios mensuales, lo que permite evaluar el comportamiento energético global del sistema bajo distintas configuraciones de área de colección solar.

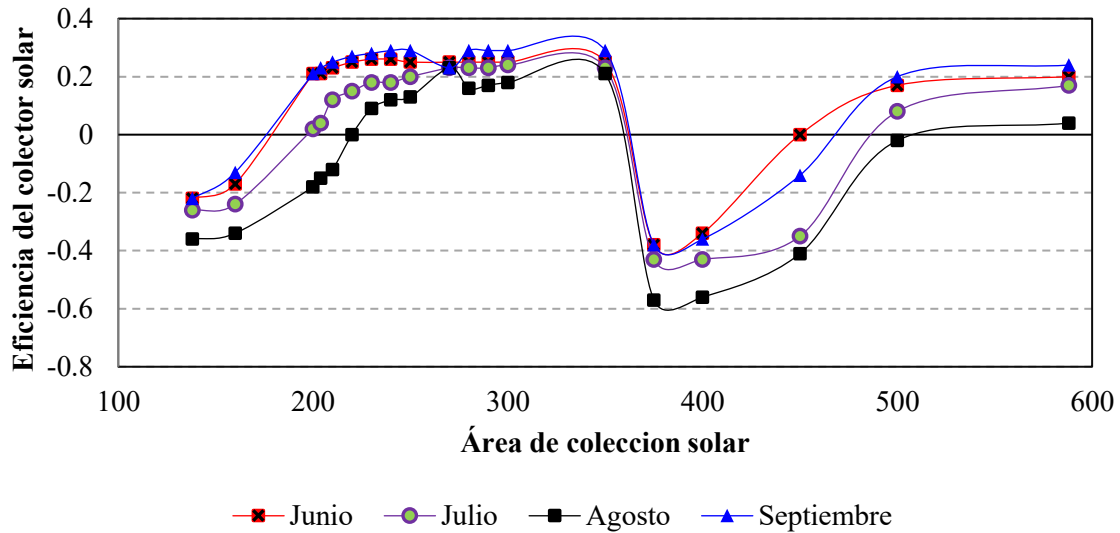


Figura 4.11. Variación de la eficiencia promedio del colector solar en función del área de captación durante los meses de verano en Cerro Prieto I.

Se observa que la relación entre el área de colección solar y la eficiencia del colector presenta un comportamiento no lineal, en el cual pueden identificarse tres regiones de operación diferenciadas.

Para áreas reducidas ($\approx 140\text{--}200\text{ m}^2$), la eficiencia del colector es baja e incluso negativa en algunos meses, particularmente en julio y agosto. Este comportamiento indica que la energía solar captada no es suficiente para compensar las pérdidas térmicas del sistema, especialmente bajo condiciones de alta temperatura ambiente. En este régimen, el colector opera con una diferencia de temperatura desfavorable respecto al entorno, lo que provoca que las pérdidas por convección y radiación superen la energía útil captada.

Al incrementar el área de captación hacia valores intermedios ($\approx 220\text{--}350\text{ m}^2$), la eficiencia del colector alcanza sus valores máximos, con eficiencias promedio del orden de 0.22 a 0.30, dependiendo del mes. En esta región, el sistema opera en un régimen más estable, donde la energía solar captada es suficiente para elevar la temperatura del fluido de trabajo y compensar las pérdidas térmicas, logrando un acoplamiento más eficiente con el sistema de almacenamiento y el generador del chiller de absorción.

Sin embargo, al aumentar el área de captación por encima de aproximadamente 380–400 m², se observa una disminución abrupta de la eficiencia, llegando incluso a valores negativos. Este comportamiento no se debe únicamente a un incremento en las pérdidas térmicas, sino también a un efecto de desacoplamiento térmico en el sistema. En este régimen, el sobredimensionamiento del campo solar provoca que la energía captada no se traduzca en un incremento efectivo de la temperatura del fluido, debido a la distribución de la energía en un sistema con mayor inercia térmica y a limitaciones en su aprovechamiento por parte del almacenamiento y el chiller.

El análisis por mes muestra además que agosto presenta los valores de eficiencia más bajos, lo cual es consistente con las condiciones climáticas más severas, caracterizadas por altas temperaturas ambiente que reducen el gradiente térmico útil del colector. En contraste, septiembre muestra una recuperación en la eficiencia, atribuible a condiciones ligeramente más favorables que permiten reducir las pérdidas térmicas relativas.

En conjunto, los resultados confirman que el dimensionamiento del campo solar no puede abordarse únicamente desde la maximización del área de captación. Existe un rango óptimo de operación, en el cual se logra un balance adecuado entre captación de energía, pérdidas térmicas y capacidad de aprovechamiento del sistema. Fuera de este rango, el incremento en el área no solo deja de ser beneficioso, sino que puede deteriorar el desempeño energético global del sistema.

4.2.2 Análisis mensual de la eficiencia del colector solar en función del área de captación

Con el fin de profundizar en el comportamiento real del sistema solar térmico, se realizó un análisis desagregado por mes para el periodo de verano (junio–septiembre), evaluando la eficiencia instantánea del colector solar en función del área de captación, sin recurrir a valores promediados. Este enfoque permite identificar variaciones temporales asociadas a la radiación solar disponible, la temperatura ambiente y el régimen térmico de operación del sistema, aspectos que no se aprecian en los valores promedio mensuales.

La Figura 4.12 muestra la evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de junio.

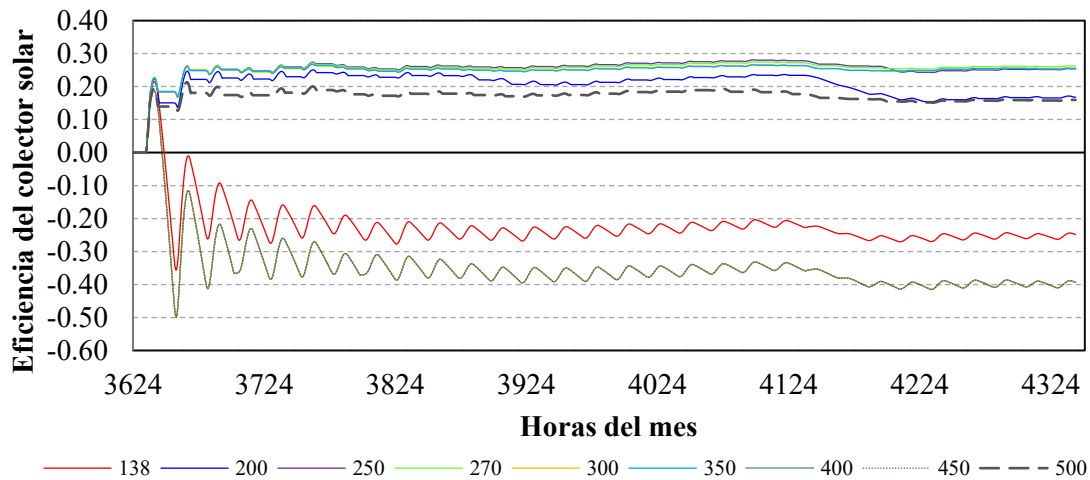


Figura 4.12. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de junio.

Se observa que los campos solares de menor área (138 y 200 m²) presentan eficiencias predominantemente negativas durante gran parte del periodo analizado. Este comportamiento indica que la energía solar captada no es suficiente para compensar las pérdidas térmicas hacia el ambiente, lo cual está directamente relacionado con un bajo nivel de energía incidente por unidad de superficie efectiva del sistema y con una operación a temperaturas relativamente elevadas respecto al entorno.

En contraste, las configuraciones intermedias ($\approx 250\text{--}350\text{ m}^2$) muestran un comportamiento más estable, con eficiencias positivas sostenidas. En este rango, el sistema logra mantener un balance favorable entre captación solar y pérdidas térmicas, permitiendo una operación más eficiente del colector y un mejor acoplamiento con el sistema de almacenamiento.

Para áreas superiores a 400 m², la eficiencia se mantiene positiva, pero sin un incremento significativo respecto a las configuraciones intermedias. Esto sugiere que el aumento en el área de captación no se traduce en una mejora proporcional del desempeño, debido a la mayor superficie expuesta a pérdidas térmicas y a limitaciones en el aprovechamiento de la energía captada.

La Figura 4.13 presenta la evolución horaria de la eficiencia del colector solar durante el mes de julio.

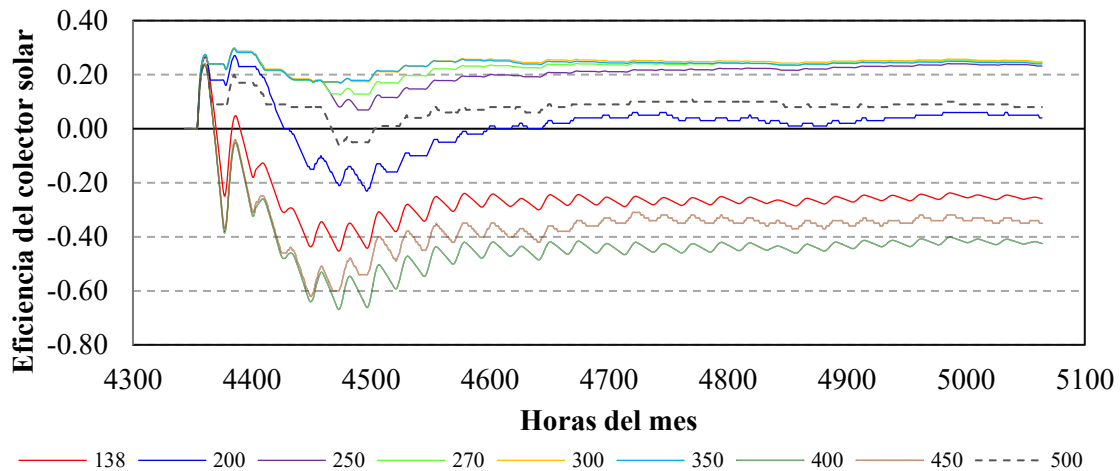


Figura 4.13. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de julio.

En este caso se observa un comportamiento más severo en comparación con junio, asociado a las mayores temperaturas ambientales características de este periodo. Los campos solares subdimensionados (138 y 200 m²) alcanzan eficiencias fuertemente negativas, evidenciando un incremento en las pérdidas térmicas que supera ampliamente la energía útil captada.

Las configuraciones intermedias (250–350 m²) mantienen eficiencias positivas, aunque con mayor variabilidad, lo que indica una mayor sensibilidad a las condiciones climáticas. Este comportamiento refleja que el sistema opera más cerca de su límite térmico, donde pequeñas variaciones en irradiancia o temperatura ambiente afectan significativamente el balance energético.

Para áreas mayores a 400 m², nuevamente no se observa una mejora proporcional del desempeño, confirmando que el sobredimensionamiento no resulta energéticamente eficiente bajo estas condiciones.

La Figura 4.14 muestra el comportamiento del sistema durante el mes de agosto, considerado el periodo más crítico del verano.

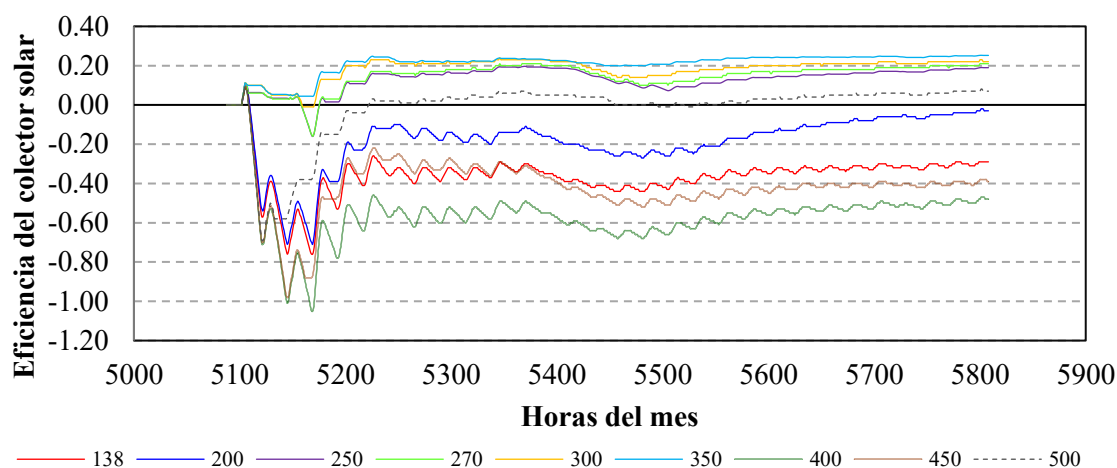


Figura 4.14. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de agosto.

En este mes, las configuraciones subdimensionadas presentan eficiencias marcadamente negativas, alcanzando valores cercanos a -1.0 . Este comportamiento evidencia que las pérdidas térmicas dominan completamente el balance energético, lo que indica una operación inviable desde el punto de vista térmico.

Las áreas intermedias ($\approx 250\text{--}270\text{ m}^2$) muestran un comportamiento transicional, con eficiencias cercanas a cero y alta variabilidad, lo que refleja una condición de operación inestable. En contraste, los campos solares en el rango de $300\text{--}350\text{ m}^2$ mantienen eficiencias positivas más estables, lo que indica que este rango permite sostener un balance energético favorable incluso bajo condiciones climáticas extremas.

Para áreas superiores a 400 m^2 , el comportamiento vuelve a mostrar una disminución relativa en la eficiencia, lo que confirma que el incremento de área no mejora el desempeño cuando las pérdidas térmicas y las limitaciones de aprovechamiento dominan el sistema.

La Figura 4.15 presenta la evolución horaria de la eficiencia del colector solar durante el mes de septiembre.

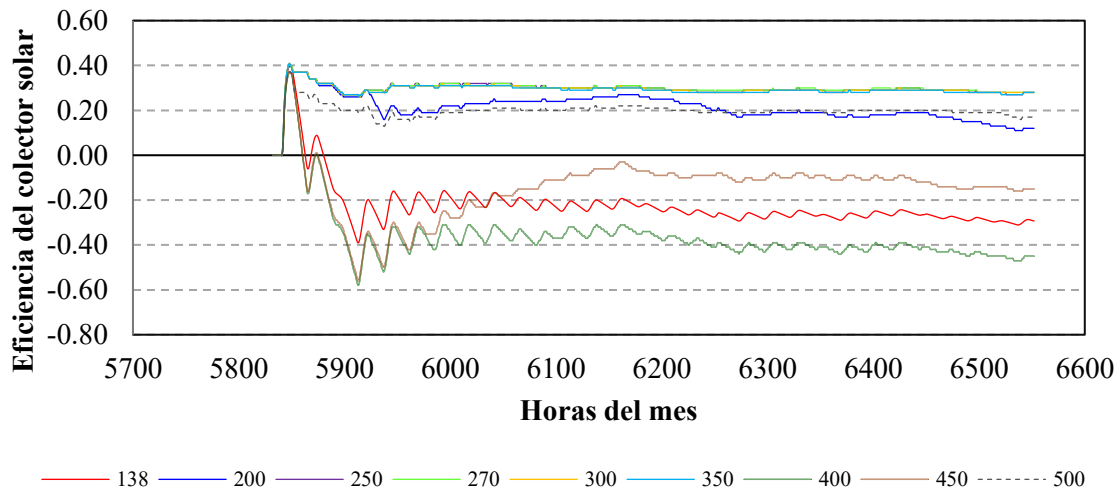


Figura 4.15. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el mes de septiembre.

En este caso se observa una recuperación parcial del desempeño térmico del sistema, atribuida a condiciones climáticas menos severas. Las configuraciones subdimensionadas continúan presentando eficiencias negativas, aunque con menor magnitud, lo que refleja una reducción en las pérdidas térmicas relativas.

Las áreas comprendidas entre 250 y 350 m² mantienen eficiencias positivas y más estables a lo largo del mes, consolidando este rango como el más adecuado para una operación consistente del sistema. Este comportamiento indica que dichas configuraciones no solo responden adecuadamente en condiciones críticas, sino que también mantienen un desempeño favorable en condiciones de transición.

Para áreas mayores a 400 m², nuevamente no se observa una mejora significativa en la eficiencia, lo que refuerza que el sobredimensionamiento del campo solar no resulta energéticamente conveniente.

En conjunto, los resultados muestran que la eficiencia del colector no depende únicamente del área de captación, sino de la interacción entre la energía solar disponible, las pérdidas térmicas y la capacidad del sistema para aprovechar dicha energía. Esto explica por qué las eficiencias no siguen un patrón uniforme conforme aumenta el área.

El análisis confirma que existe un rango óptimo de dimensionamiento del campo solar, ubicado entre 250 y 350 m², en el cual se logra un balance adecuado entre captación y pérdidas térmicas. Fuera de este rango, el sistema presenta ya sea subdimensionamiento, con pérdidas dominantes, o sobredimensionamiento, con limitaciones en el aprovechamiento energético.

4.2.3 Análisis del día crítico de operación (22 de julio)

Con el fin de evaluar el comportamiento del sistema bajo la condición más exigente de operación, se analizó el desempeño térmico durante el 22 de julio, identificado como el día de máxima demanda de refrigeración a partir del estudio de cargas térmicas desarrollado por Hernández (2025). De acuerdo con dicho análisis, la demanda máxima registrada alcanza aproximadamente 111.56 kW alrededor de las 18:00 h, lo que convierte a esta fecha en un caso representativo para la evaluación del sistema bajo condiciones límite.

La Figura 4.16 muestra la evolución horaria de la eficiencia del colector solar para distintos tamaños de campo.

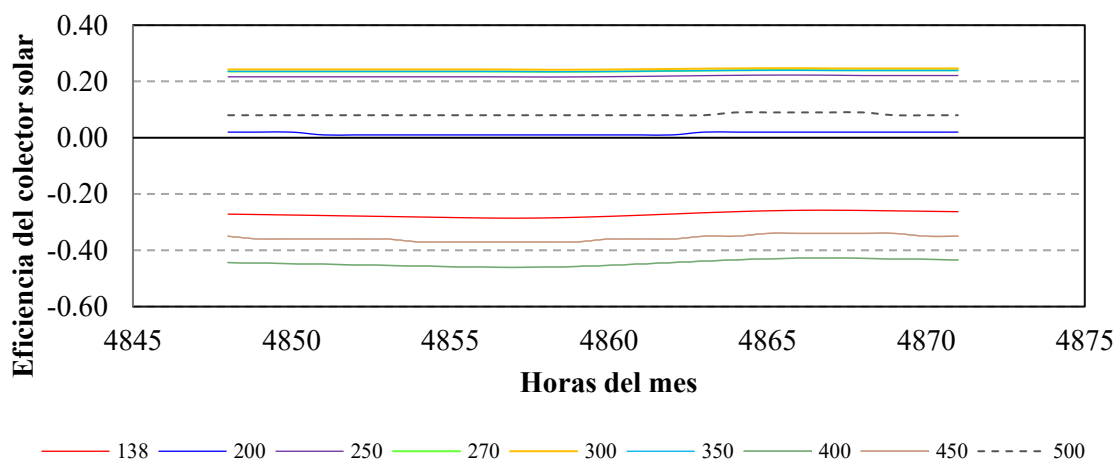


Figura 4.16. Evolución horaria de la eficiencia del colector solar para diferentes áreas de captación durante el día crítico (22 de julio).

Se observa que los campos solares subdimensionados (138 y 200 m²) mantienen eficiencias negativas o cercanas a cero durante prácticamente todo el periodo analizado. Este comportamiento indica que, aun bajo condiciones de alta irradiancia solar, la energía captada no es suficiente para compensar las pérdidas térmicas del sistema. Este efecto se acentúa debido

a las elevadas temperaturas ambiente características del sitio, las cuales reducen el gradiente térmico efectivo del colector y favorecen las pérdidas por convección y radiación.

En contraste, los campos solares en el rango de 250 a 350 m² presentan eficiencias positivas y relativamente estables, con valores promedio del orden de 0.20 a 0.25. Este comportamiento sugiere que, para estas configuraciones, el sistema logra mantener un balance energético favorable entre la energía captada y las pérdidas térmicas, permitiendo una operación más eficiente del colector bajo condiciones extremas. Asimismo, la estabilidad observada indica un mejor acoplamiento térmico con el sistema de almacenamiento, lo cual favorece la disponibilidad de energía útil en periodos de alta demanda.

Para áreas superiores a 400 m², no se observa un incremento significativo en la eficiencia, manteniéndose valores similares o incluso ligeramente inferiores en comparación con las configuraciones intermedias. Este comportamiento confirma la presencia de un efecto de sobredimensionamiento, en el cual el aumento del área de captación incrementa las pérdidas térmicas y reduce la efectividad del sistema para convertir la energía solar en energía útil.

En conjunto, el análisis del día crítico refuerza los resultados obtenidos en el análisis mensual, confirmando que el desempeño del sistema no mejora de forma proporcional con el incremento del área de captación. En particular, el rango de 250 a 350 m² muestra un comportamiento más robusto y estable bajo condiciones de alta demanda térmica, lo que valida su idoneidad como intervalo óptimo de diseño dentro del sistema solar–geotérmico propuesto.

4.2.4 Selección del área óptima del campo solar

A partir del análisis del comportamiento del sistema bajo diferentes áreas de captación solar, se identifica que, si bien configuraciones sobredimensionadas (por ejemplo, 500 m²) pueden presentar eficiencias positivas, este comportamiento se debe principalmente a la acción del control térmico y al efecto amortiguador del sistema de almacenamiento. Sin embargo, estas configuraciones no representan una solución óptima desde el punto de vista energético ni económico, ya que una fracción importante de la energía solar disponible no es aprovechada de manera efectiva, lo que se traduce en una subutilización del recurso y en un incremento innecesario del costo del sistema.

En este contexto, la Figura 4.13 correspondiente a las eficiencias promediadas del colector solar durante los meses de verano, muestra que el área de 270 m² presenta un comportamiento de equilibrio y convergencia, manteniendo valores de eficiencia consistentes y estables en junio, julio, agosto y septiembre. Este patrón indica que el sistema opera en un régimen térmico balanceado, en el cual la energía captada es efectivamente aprovechada, sin que las pérdidas térmicas ni las limitaciones del sistema de almacenamiento dominen el comportamiento global.

Si bien un área menor, como 250 m², podría resultar atractiva desde una perspectiva estrictamente económica, el análisis muestra que esta configuración presenta una mayor variabilidad en la eficiencia, particularmente bajo condiciones climáticas críticas. Esto sugiere una menor robustez operativa, en la cual el sistema es más sensible a fluctuaciones en la irradiancia y la temperatura ambiente, lo que puede comprometer la estabilidad del suministro térmico.

Por otro lado, el incremento del área de captación hacia valores de 300–350 m² no genera mejoras proporcionales en la eficiencia ni en la cobertura de refrigeración solar. Este comportamiento se explica por la presencia de un régimen de saturación energética, en el cual la capacidad del sistema para aprovechar la energía adicional se ve limitada por factores como la temperatura de operación, las pérdidas térmicas y la capacidad de integración con el sistema de almacenamiento y el chiller de absorción.

En consecuencia, el área de 270 m² se adopta como la configuración óptima del campo solar en el presente trabajo, al representar un compromiso adecuado entre desempeño energético, estabilidad operativa y viabilidad económica. Esta selección se encuentra dentro del rango óptimo identificado en el análisis paramétrico (250–350 m²), pero evita tanto los efectos de subdimensionamiento como la subutilización energética y el incremento de costos asociados a configuraciones de mayor área.

4.2.5 Contraste con estudios previos

El sistema de refrigeración analizado en este trabajo se basa en un sistema de enfriamiento geotérmico con chiller de absorción, previamente desarrollado y validado por Hernández (2025), al cual se le incorpora un subsistema solar térmico y un intercambiador de calor como aportación original de la presente investigación. La Figura 4.17 muestra la implementación

completa del sistema en la plataforma TRNSYS, donde se integran los distintos subsistemas energéticos, hidráulicos y de control.

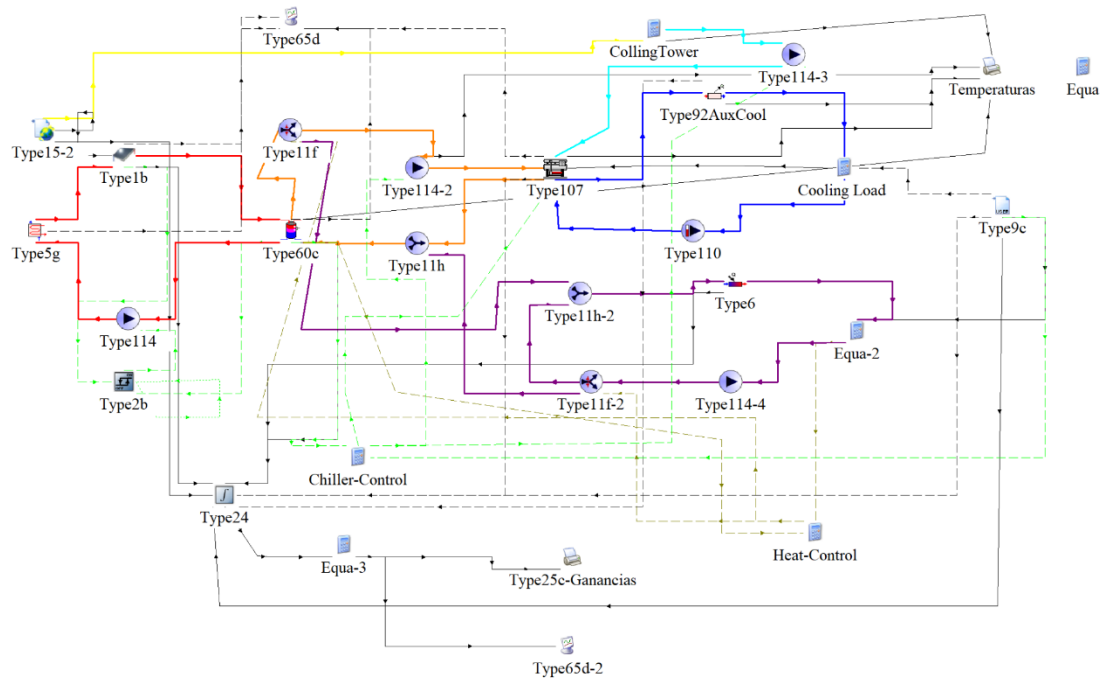


Figura 4.17. Plataforma de simulación en TRNSYS del sistema híbrido solar-geotérmico para refrigeración por absorción.

El modelo base corresponde a un Geothermal District Cooling System (GDSCS) que emplea un chiller de absorción de efecto simple alimentado por agua caliente, cuya demanda térmica, cargas horarias de refrigeración y condiciones climáticas fueron determinadas en el trabajo de Hernández (2025) a partir de archivos climáticos TMY2 y simulaciones dinámicas en TRNSYS. En dicho estudio se estableció una demanda máxima de refrigeración del orden de 27 TR para la unidad administrativa de Cerro Prieto I, así como los perfiles horarios críticos que sirven como condición de referencia en el presente trabajo.

Sobre esta base, el sistema desarrollado en esta tesis extiende el modelo original mediante la incorporación de un campo de colectores solares térmicos, un intercambiador de calor salmuera-agua y un tanque de almacenamiento térmico, los cuales permiten suministrar una fracción significativa de la energía térmica requerida por el generador del chiller, reduciendo la dependencia exclusiva del recurso geotérmico.

En la plataforma TRNSYS, el subsistema solar se modela mediante colectores solares de placa plana (Type 1b), acoplados hidráulicamente a través de un intercambiador de calor (Type 5) hacia el tanque de almacenamiento térmico estratificado (Type 60). Este tanque actúa como elemento de desacoplamiento térmico entre la captación solar y el chiller por absorción, permitiendo gestionar la intermitencia del recurso solar y atender los picos de demanda térmica previamente identificados por Hernández (2025).

El chiller de absorción de efecto simple (Type 107), seleccionado y caracterizado en el trabajo base, se mantiene sin modificaciones en cuanto a su capacidad nominal y curvas de desempeño, garantizando así la consistencia entre ambos estudios. De manera similar, los circuitos de agua enfriada, agua de rechazo de calor y la torre de enfriamiento conservan la misma configuración hidráulica y estrategias de control definidas en el modelo original.

Las principales estrategias de control térmico del sistema incluyendo el encendido del chiller, el manejo de bombas y la priorización de fuentes energéticas se implementan mediante componentes de control (Type 2b, Type 24 y ecuaciones auxiliares), permitiendo evaluar el comportamiento dinámico del sistema híbrido bajo condiciones climáticas reales y cargas térmicas representativas.

De esta forma, la presente tesis no replantea el cálculo de cargas térmicas ni la selección del chiller, sino que se enfoca en analizar el impacto de la integración solar térmica, el dimensionamiento del campo de colectores, el intercambiador de calor y el almacenamiento térmico, evaluando su influencia sobre la eficiencia energética, la fracción solar y el desempeño global del sistema respecto al modelo geotérmico base.

4.2.6 Día Crítico

La comparación entre el sistema base y el sistema propuesto permite evaluar el efecto de la integración solar durante el día crítico de verano (22 de julio), caracterizado por la mayor demanda de refrigeración. En el sistema base, la operación se apoya en un incremento pronunciado de la temperatura del agua caliente almacenada, alcanzando valores cercanos a 105 °C antes del pico de carga, como estrategia para garantizar el suministro térmico al chiller durante las horas de mayor demanda.

En contraste, los resultados mostrados en la Figura 4.18 indican que, con la incorporación del campo solar térmico, la temperatura del agua caliente suministrada al chiller se mantiene en un rango más bajo y estable (aprox. 78–92 °C) a lo largo del día. Esto evidencia que el aporte solar reduce la necesidad de sobrecalentar el fluido en el tanque, distribuyendo de forma más uniforme la generación térmica durante las horas de alta radiación.

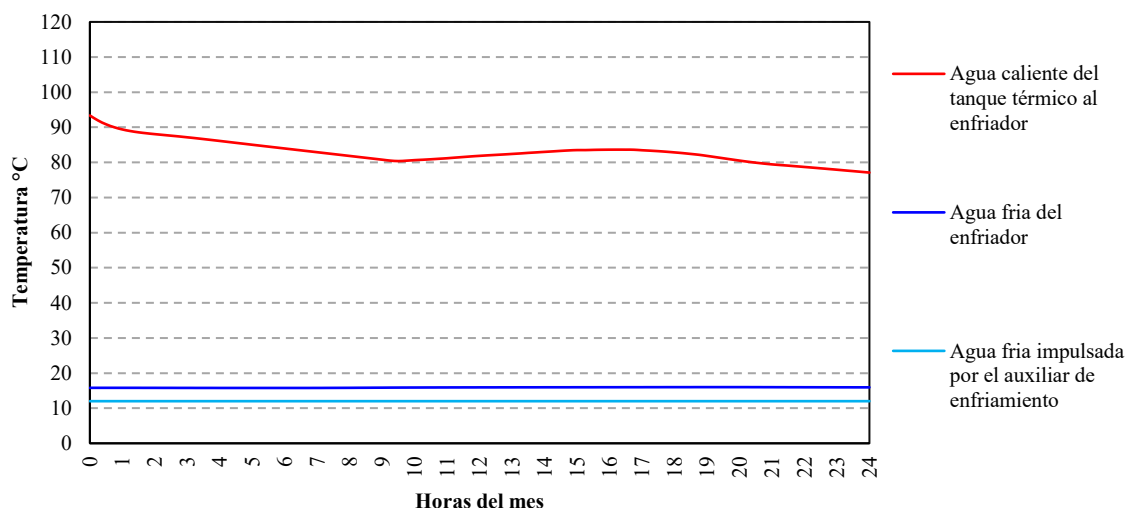


Figura 4.18. Análisis dinámico de las temperaturas del SSG durante el 22 de julio mediante TRNSYS.

Mientras que el sistema base requiere una estrategia anticipada de acumulación térmica para enfrentar el pico de carga, el sistema solar–geotérmico presenta una respuesta más gradual y controlada, lo que disminuye pérdidas térmicas asociadas a temperaturas elevadas y favorece una operación más estable del almacenamiento.

En ambos casos, las temperaturas del agua enfriada y del flujo impulsado por el sistema auxiliar se mantienen prácticamente constantes, asegurando el confort térmico del edificio. No obstante, en el sistema con integración solar dicha estabilidad se logra con menores exigencias térmicas en el lado caliente, lo que confirma el aporte de la energía solar como un elemento que mejora el desempeño energético y operativo del sistema durante condiciones críticas.

La Figura 4.19 muestra un comportamiento operativo distinto del sistema durante el día crítico, caracterizado por una menor variación de la temperatura del agua caliente suministrada al chiller por absorción a lo largo del día. A diferencia del caso base, donde se observa un incremento

pronunciado de la temperatura del fluido caliente para enfrentar el pico de carga, en este escenario la temperatura se mantiene dentro de un intervalo más acotado, sin sobrecalentamientos significativos.

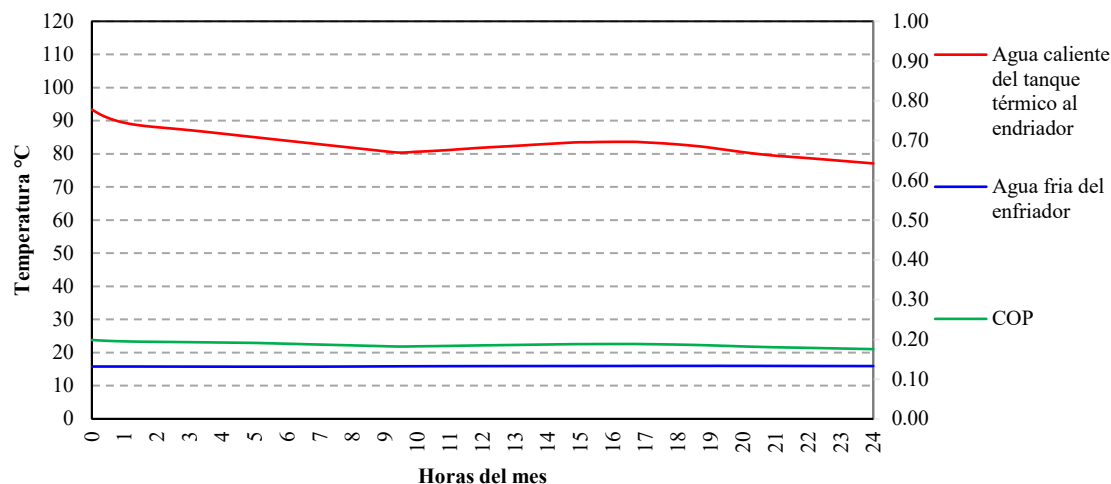


Figura 4.19. Comportamiento del “chiller” por absorción bajo condiciones de operación en día típico.

Este comportamiento indica que la contribución solar permite suavizar la respuesta térmica del sistema, reduciendo la necesidad de elevar excesivamente la temperatura del tanque térmico para sostener la operación del chiller. Como resultado, el COP se mantiene prácticamente constante durante todo el periodo de operación, lo que sugiere que el chiller trabaja de forma continua dentro de su zona óptima de eficiencia.

Asimismo, la estabilidad de la temperatura del agua enfriada confirma que el confort térmico es preservado, aun cuando el sistema opera con menores gradientes térmicos en el lado caliente. En conjunto, estos resultados evidencian que la integración del campo solar no solo contribuye al suministro energético, sino que mejora la estabilidad operativa del sistema, favoreciendo un régimen más uniforme y energéticamente eficiente frente a condiciones de alta demanda.

La Figura 4.20 muestra la evolución horaria de la temperatura del agua caliente que ingresa al tanque de almacenamiento térmico desde el enfriador, así como la temperatura del fluido extraído hacia el intercambiador de calor, junto con las pérdidas térmicas asociadas al tanque durante un día típico de operación.

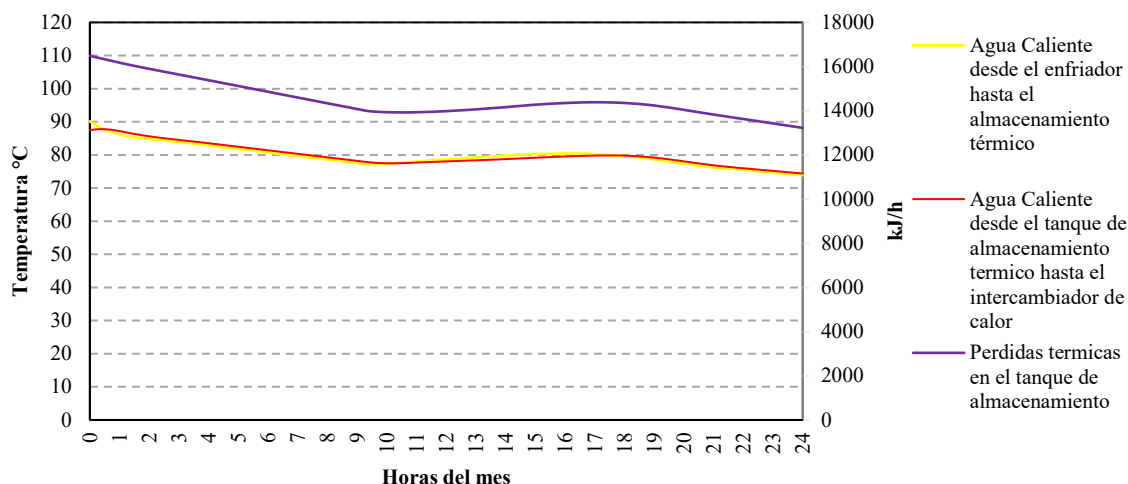


Figura 4.20. Comportamiento térmico del tanque térmico en un día típico.

Se observa que ambas curvas de temperatura presentan una variación gradual y acotada a lo largo del día, manteniéndose dentro de un rango operativo estable. La diferencia sostenida entre la temperatura de entrada y salida del tanque evidencia la existencia de un gradiente térmico moderado, asociado a un régimen de estratificación estable que permite la entrega continua de energía térmica al intercambiador sin comprometer la estabilidad del sistema.

En cuanto a las pérdidas térmicas, estas permanecen relativamente bajas y muestran una tendencia decreciente hacia las horas finales del día. Este comportamiento se relaciona con la disminución progresiva de la temperatura media del fluido almacenado y, por ende, con una menor diferencia térmica con el ambiente.

A diferencia de configuraciones basadas exclusivamente en la fuente geotérmica, la integración del campo solar contribuye a suavizar los transitorios térmicos del tanque, reduciendo picos de extracción y pérdidas energéticas. En conjunto, los resultados confirman que el almacenamiento térmico actúa de manera efectiva como un elemento regulador del sistema, fortaleciendo la operación estable durante el ciclo diario de demanda.

El perfil horario mostrado en la Figura. 4.21 evidencia una estrategia de operación de las torres de enfriamiento coherente con la identificación del día crítico de demanda térmica. Al igual que en el sistema base, la activación del circuito de disipación ocurre únicamente durante el intervalo en el que la carga de refrigeración es significativa, mientras que permanece inactivo durante las

horas nocturnas y de baja demanda. Este comportamiento confirma que el sistema mantiene un esquema de control eficiente, evitando consumos innecesarios de agua y energía auxiliar.

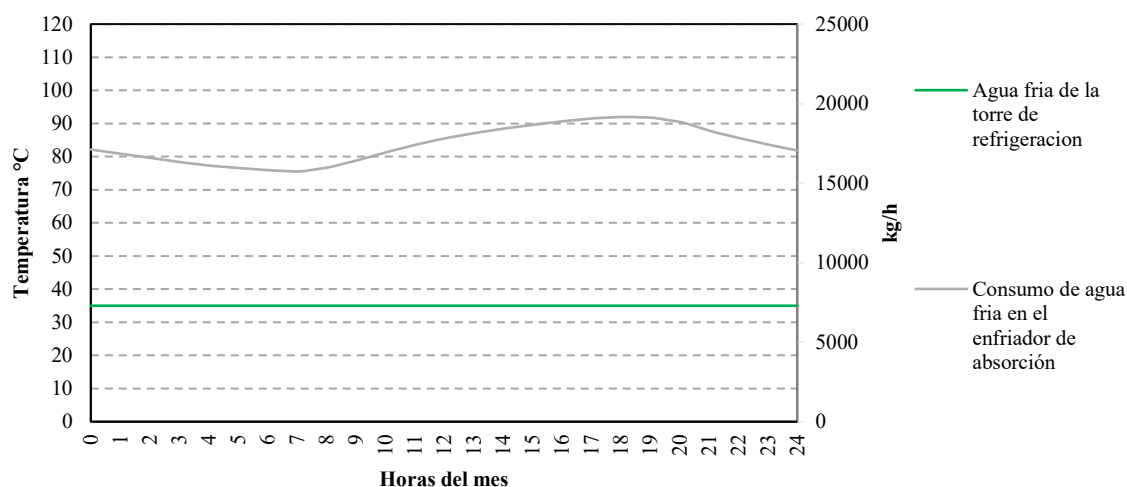


Figura 4.21. Perfil horario de operación de las torres de enfriamiento en un día típico.

No obstante, en comparación con el sistema sin aporte solar, la inclusión del campo de colectores térmicos permite suavizar el perfil de operación de las torres, manteniendo un flujo másico estable durante un intervalo claramente definido. La temperatura del agua fría proveniente de la torre se mantiene prácticamente constante, lo que indica que la disipación térmica se realiza bajo condiciones más controladas y con menor variabilidad, reduciendo la exigencia dinámica sobre el sistema auxiliar.

Este resultado sugiere que la integración solar contribuye a desacoplar parcialmente la demanda instantánea del chiller respecto al sistema de rechazo de calor, trasladando parte del esfuerzo térmico al sistema de almacenamiento. En consecuencia, las torres de enfriamiento operan como un subsistema de apoyo bien sincronizado, reforzando la estabilidad térmica global y evidenciando un beneficio directo de la incorporación del campo solar en el esquema de refrigeración solar-geotérmica.

4.2.7 Verano

Durante el periodo de verano, el comportamiento térmico del sistema mostrado en la Figura. 4.22 presenta tendencias consistentes con los resultados reportados por Hernández (2025), particularmente en lo referente a los rangos de operación del chiller por absorción. En el sistema

base, la temperatura del agua caliente suministrada al generador fluctúa aproximadamente entre 75 y 109 °C, con incrementos pronunciados durante los periodos de máxima demanda térmica.

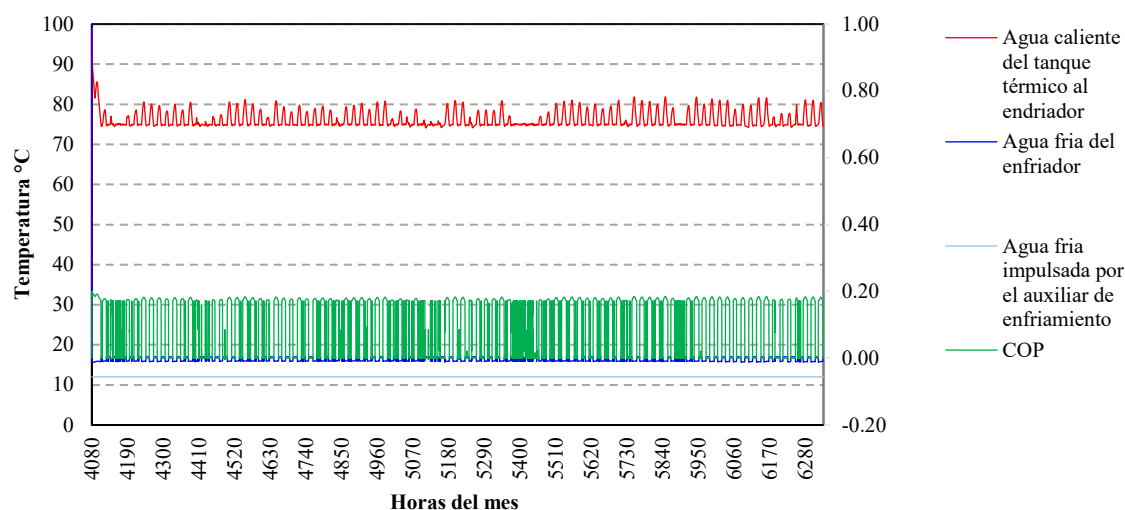


Figura 4.22. Análisis del GDCS en condiciones de verano (20 de junio al 22 de septiembre).

En el presente estudio, la temperatura del agua caliente proveniente del tanque térmico hacia el chiller se mantiene dentro de un rango más acotado, típicamente entre 78 y 92 °C, lo que indica una alimentación térmica más uniforme a lo largo del periodo estival. Este comportamiento sugiere que la integración del campo solar contribuye a suavizar las variaciones térmicas del sistema de almacenamiento, reduciendo los picos extremos observados en el sistema sin aporte solar.

Asimismo, el COP del chiller durante el verano conserva un patrón estable y repetitivo, comparable al observado en el análisis de día típico, sin caídas prolongadas asociadas a déficit térmico. A diferencia del sistema base, donde se identifican múltiples eventos de interrupción en el suministro de calor y una mayor dependencia del sistema auxiliar, los resultados de la Figura. 4.22 muestran una operación continua dentro del rango eficiente del ciclo $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$.

En conjunto, estos resultados confirman que la incorporación del sistema solar no altera el régimen operativo del GDCS, sino que mejora la estabilidad térmica del generador, favoreciendo un funcionamiento más controlado del chiller por absorción y una menor exigencia del sistema auxiliar durante la temporada de verano.

En la Figura. 4.23 se presenta el comportamiento térmico del tanque de almacenamiento del sistema solar–geotérmico durante el periodo de verano. A diferencia de lo reportado por Hernández (2025), donde se identifican periodos críticos con pérdidas térmicas elevadas asociadas a altas tasas de extracción y picos pronunciados de temperatura, el sistema propuesto muestra un comportamiento más estable a lo largo del tiempo. Las temperaturas del agua caliente que circula entre el tanque, el intercambiador de calor y el sistema de enfriamiento se mantienen dentro de un rango más acotado, aproximadamente entre 72 y 80 °C, sin incrementos abruptos sostenidos.

En el sistema base analizado por Francisco-Hernández (2025), las temperaturas del agua caliente alcanzan valores significativamente más altos, del orden de 75 a 109 °C, lo que incrementa el gradiente térmico entre el tanque y el ambiente y favorece pérdidas térmicas puntuales elevadas. En contraste, la integración del campo solar en el presente estudio permite un aporte térmico más distribuido en el tiempo, reduciendo la necesidad de operar el tanque a temperaturas excesivas y moderando las pérdidas energéticas asociadas.

Aunque en ambos sistemas las pérdidas térmicas aumentan durante periodos de mayor actividad, en la Figura. 4.23 estas se mantienen acotadas y sin eventos extremos, lo que sugiere un régimen de operación más equilibrado. Este comportamiento puede atribuirse a la acción del subsistema solar como amortiguador energético, disminuyendo la dependencia de extracciones intensivas en intervalos cortos.

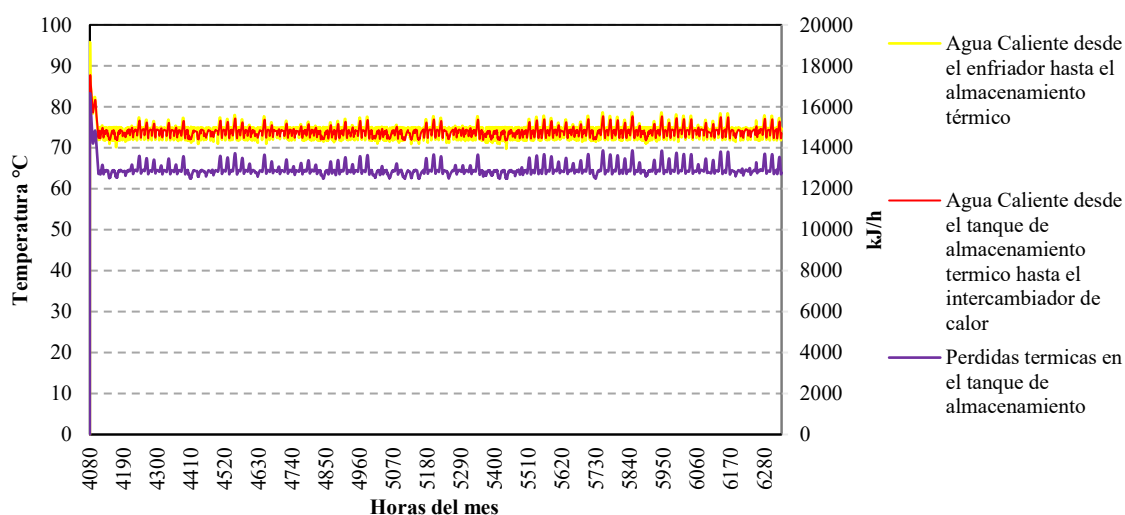


Figura 4.23. Comportamiento del tanque de almacenamiento térmico en condiciones de verano

En conjunto, estos resultados confirman que la incorporación del campo solar no elimina las pérdidas térmicas inherentes al almacenamiento, pero sí contribuye a estabilizar el perfil térmico del tanque, reducir picos de temperatura y mejorar la gestión energética global del sistema durante la temporada de verano.

La Figura 4.24 muestra el comportamiento del consumo de agua fría en el enfriador de absorción durante la temporada de verano para el sistema propuesto con integración solar. Se observa que la temperatura del agua fría suministrada por la torre de refrigeración se mantiene prácticamente constante en torno a 35 °C, condición equivalente a la utilizada en el estudio base de Hernández (2025), lo que permite una comparación directa entre ambos sistemas. El consumo hídrico presenta oscilaciones moderadas asociadas a la operación intermitente del chiller y a la variabilidad de la carga térmica, manteniéndose dentro de un rango estable durante la mayor parte del periodo analizado.

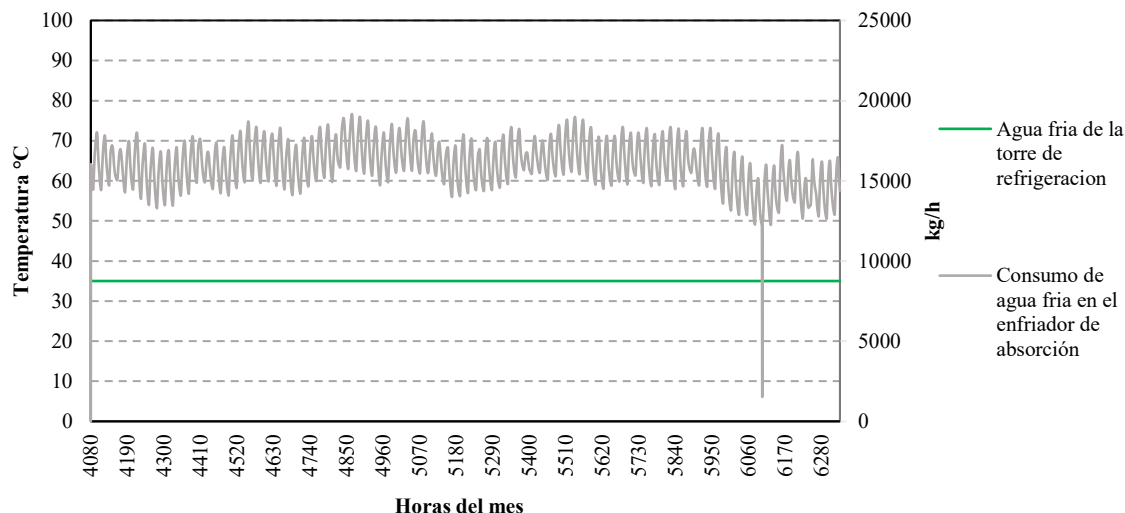


Figura 4.24. Comportamiento de la torre de refrigeración en condiciones de verano.

En comparación con el sistema original sin apoyo solar, donde el consumo promedio se mantiene cercano a 4,190 kg/h bajo condiciones de operación continua, el sistema propuesto muestra un patrón de consumo similar en magnitud, pero con una distribución temporal más regular, asociada a la contribución térmica del campo solar. Esta integración permite reducir la

dependencia del sistema auxiliar durante ciertos intervalos del día, sin incrementar de manera significativa la demanda hídrica de las torres de enfriamiento.

En conjunto, los resultados indican que la incorporación del sistema solar no penaliza el consumo de agua del sistema de rechazo térmico, manteniendo valores compatibles con un diseño adaptado a climas cálidos y áridos como el de Mexicali. Al mismo tiempo, se incrementa la fracción renovable del sistema de refrigeración, lo que refuerza la viabilidad energética y ambiental del esquema propuesto frente al sistema base reportado por Hernández (2025).

4.2.8 Anual

El comportamiento anual del sistema propuesto se muestra en la Figura 4.25, donde se observa la evolución horaria de la temperatura del agua caliente suministrada al “chiller” por absorción, la temperatura del agua enfriada y el coeficiente de desempeño (COP). A diferencia del sistema base analizado por Hernández (2025), en el cual la temperatura de generación presenta fluctuaciones amplias en un rango aproximado de 75 a 109 °C, el sistema con aporte solar exhibe un perfil térmico más acotado y estable, manteniéndose predominantemente entre 72 y 85 °C a lo largo del año.

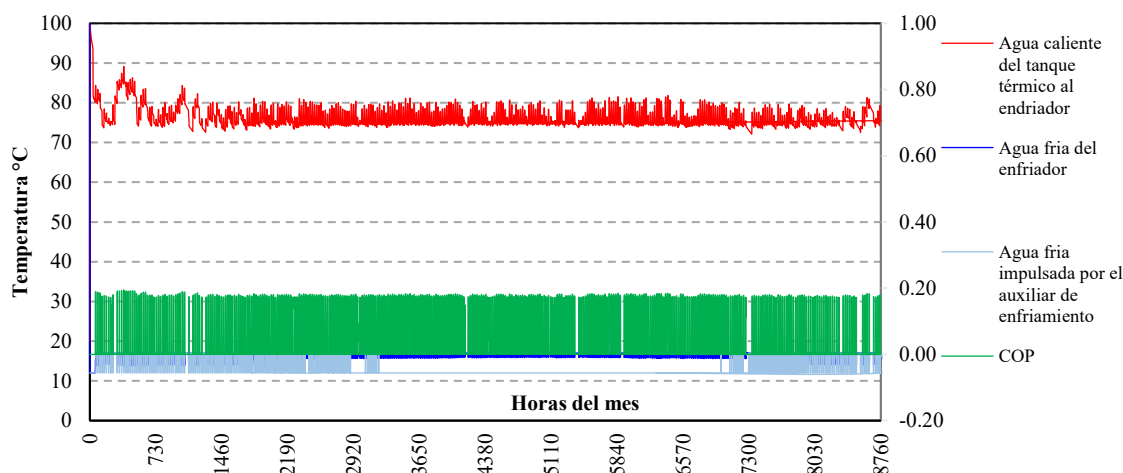


Figura 4.25. Análisis del GDSCS en condiciones anuales.

Esta reducción en la dispersión térmica se traduce en una operación más uniforme del generador del ciclo de absorción, disminuyendo la frecuencia y magnitud de las caídas abruptas de temperatura observadas en el sistema original. Como consecuencia, el COP del sistema se

mantiene activo durante un mayor número de horas anuales, con valores concentrados en un rango estable, coherente con el comportamiento observado previamente en condiciones de verano y en el día crítico (Figura 4.21). Aunque el valor medio del COP no presenta incrementos sustanciales respecto al sistema base, sí se observa una mayor continuidad operativa, reduciendo los periodos de inactividad del “chiller”.

En cuanto al lado frío, la temperatura del agua enfriada se mantiene cercana a 22–23 °C, mientras que el sistema auxiliar continúa garantizando una temperatura de suministro del orden de 18 °C en los periodos de mayor demanda. No obstante, la presencia del campo solar contribuye a disminuir la dependencia térmica del sistema auxiliar, particularmente durante los meses de mayor irradiación, amortiguando las variaciones del tanque de almacenamiento y estabilizando el régimen anual de operación.

En conjunto, los resultados anuales confirman que la incorporación del área de colección solar no busca incrementar de manera directa el COP del sistema, sino mejorar la estabilidad térmica, reducir la intermitencia del generador y fortalecer la robustez operativa del GDCS. Este comportamiento representa una mejora clara respecto al sistema base, especialmente en términos de confiabilidad y adaptación a condiciones climáticas reales, consolidando la valía del acoplamiento solar como estrategia de optimización energética.

La Figura 4.26 presenta el comportamiento térmico anual del tanque de almacenamiento térmico del sistema solar-geotérmico propuesto. A diferencia del sistema base reportado por Hernández (2025), donde se identifican picos de pérdidas térmicas de hasta 1.17×10^6 kJ/h durante los periodos transitorios iniciales y finales del año, en este caso las pérdidas térmicas se mantienen acotadas y considerablemente más estables a lo largo del periodo analizado.

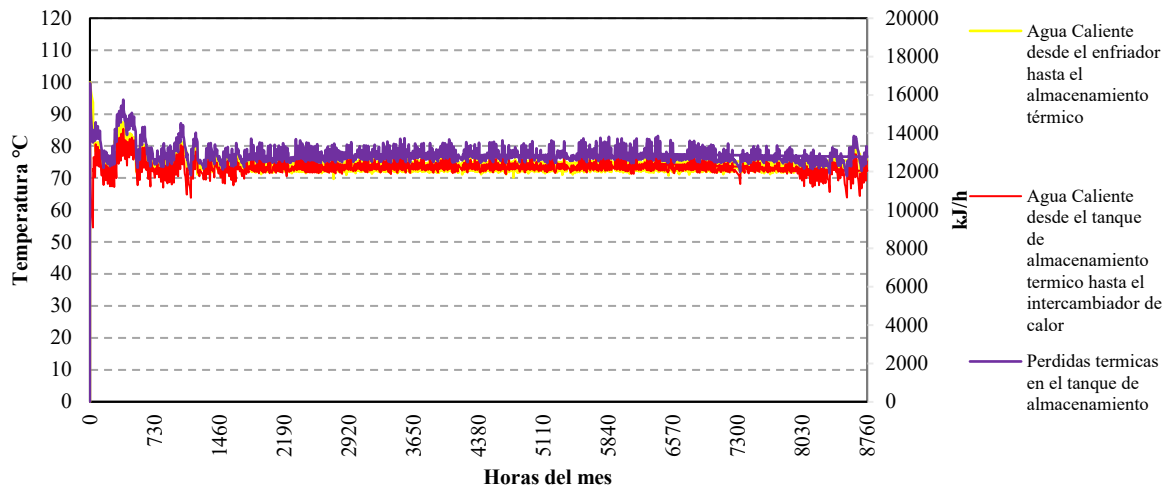


Figura 4.26. Comportamiento anual del tanque de almacenamiento térmico.

En el sistema desarrollado en esta tesis, la temperatura del agua caliente extraída del tanque hacia el intercambiador y el enfriador de absorción se mantiene principalmente en un rango aproximado de **72 a 82 °C**, sin presentar los incrementos abruptos observados en el sistema sin aporte solar. Esta estabilidad térmica está directamente asociada a la contribución continua del campo de colectores solares, que reduce la dependencia de regímenes transitorios severos y atenúa los gradientes térmicos internos del tanque.

oscilaciones moderadas alrededor de valores promedio significativamente menores que los reportados por Hernández (2025). Mientras que en el sistema base las pérdidas alcanzan valores extremos durante fases de arranque o desacople térmico, en el sistema solar-asistido dichas pérdidas permanecen dentro de un rango estrecho, lo que indica una operación más cercana al equilibrio térmico durante la mayor parte del año.

Este comportamiento confirma que la integración del campo solar no solo aporta energía térmica adicional, sino que también mejora el régimen térmico del almacenamiento, reduciendo la intensidad de los ciclos de carga y descarga y limitando las pérdidas energéticas asociadas. En consecuencia, el tanque actúa de manera más efectiva como elemento amortiguador térmico, favoreciendo la estabilidad global del sistema y disminuyendo penalizaciones energéticas por disipación no deseada.

En comparación con el sistema original, los resultados de la Figura 4.26 evidencian que la incorporación del subsistema solar permite una operación anual más controlada, con menores pérdidas térmicas y un rango de temperaturas más compatible con la zona óptima de operación del “chiller” por absorción, reforzando la viabilidad energética del esquema solar-geotérmico propuesto.

La Figura 4.27 muestra el comportamiento anual del consumo de agua en la torre de refrigeración asociada al sistema de enfriamiento por absorción, considerando una temperatura de salida del agua de enfriamiento constante de 35 °C durante todo el año. Bajo estas condiciones, el sistema presenta un consumo hídrico promedio anual del orden de 3,844 kg/h, con valores máximos que alcanzan aproximadamente 10,016 kg/h en los periodos de mayor carga térmica.

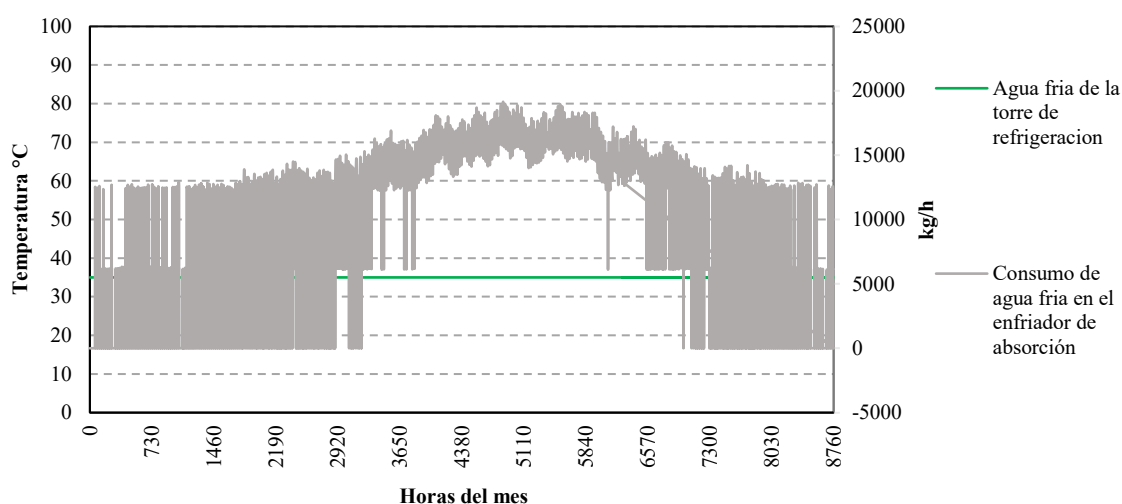


Figura 4.27. Comportamiento anual de la torre de refrigeración.

Este comportamiento evidencia que, aun operando con una temperatura de rechazo relativamente elevada, el sistema mantiene un consumo hídrico moderado y estable a lo largo del año. La elección de 35 °C como temperatura de salida resulta consistente con las condiciones climáticas reales del sitio de estudio, donde las temperaturas ambientales durante el verano superan con frecuencia los 40 °C, limitando la efectividad de sistemas evaporativos convencionales para alcanzar temperaturas de enfriamiento más bajas sin incrementar significativamente las pérdidas por evaporación.

No obstante, los valores máximos observados en la Figura 4.27 ponen de manifiesto que, incluso con un ΔT reducido entre la temperatura ambiente máxima y la temperatura de rechazo, el impacto hídrico sigue siendo un factor relevante en la operación anual del sistema. Esto refuerza la necesidad de evaluar estrategias complementarias, como el uso de torres aireadas de alta eficiencia o esquemas híbridos de disipación térmica, que permitan reducir el consumo de agua sin comprometer el desempeño del “chiller” por absorción.

En conjunto, el análisis anual confirma que el sistema puede operar de manera térmicamente estable bajo condiciones realistas de rechazo de calor, aunque el consumo hídrico asociado a la torre de refrigeración continúa siendo un parámetro crítico que considerar en el diseño integral, particularmente en regiones áridas como Mexicali.

El análisis dinámico desarrollado permitió evaluar el desempeño térmico y operativo del sistema de refrigeración solar–geotérmico propuesto bajo condiciones reales de clima cálido–seco en la región de Cerro Prieto I, Baja California, mediante simulaciones transitorias en TRNSYS. A diferencia de estudios previos centrados exclusivamente en la recuperación de calor residual, este trabajo incorporó explícitamente un campo de colectores solares térmicos, un intercambiador de calor comercial y un esquema de control acoplado al sistema de almacenamiento térmico, lo que permitió analizar de forma integral la contribución solar al sistema global.

Durante el análisis paramétrico previo, se identificó que variables como la temperatura de entrada al colector, el área de captación solar y el COP del chiller de absorción influyen de manera significativa en la eficiencia térmica del sistema. Los resultados mostraron que operar con temperaturas de entrada elevadas (≥ 90 °C) conduce a una disminución marcada de la eficiencia del colector debido al incremento de las pérdidas térmicas, mientras que áreas de captación excesivas generan rendimientos marginales decrecientes. A partir de este estudio, se determinó que un área de colección solar del orden de 270 m² representa un punto de equilibrio entre eficiencia térmica, estabilidad operativa y viabilidad económica, al mostrar un comportamiento convergente y consistente durante todos los meses de verano.

El análisis dinámico con TRNSYS confirmó que, bajo condiciones reales de operación, el sistema mantiene una temperatura del agua caliente suministrada al chiller en un rango aproximado de 75–95 °C, inferior a los picos observados en configuraciones sin apoyo solar,

pero suficiente para sostener la operación estable del ciclo de absorción. En los días de mayor demanda térmica, el sistema mostró una respuesta controlada, sin incrementos abruptos de temperatura, lo que evidencia que la contribución solar permite suavizar los perfiles térmicos y reducir la dependencia de estrategias de sobrecalentamiento del tanque.

El comportamiento del chiller de absorción mostró un COP estable en el rango de 0.12–0.15 durante los periodos de mayor carga térmica, tanto en días críticos como en el análisis estacional y anual. La temperatura del agua fría producida se mantuvo cercana a 22 °C, mientras que el sistema auxiliar aseguró de manera continua un suministro de 18 °C, garantizando las condiciones de confort térmico aun en escenarios de baja irradiancia o interrupciones parciales en la captación solar. Esta interacción confirma el papel del sistema auxiliar como respaldo operativo, pero con una menor carga relativa gracias a la integración solar.

El tanque de almacenamiento térmico actuó como un elemento clave en la estabilidad del sistema, amortiguando las variaciones de demanda y permitiendo desacoplar parcialmente la generación térmica solar del consumo instantáneo del chiller. Aunque se identificaron periodos con incrementos en las pérdidas térmicas, estas se mantuvieron dentro de rangos moderados en comparación con configuraciones sin apoyo solar, lo que sugiere que la operación a temperaturas medias más bajas contribuye a reducir el gradiente térmico con el ambiente y, por ende, la disipación energética no deseada.

En cuanto al sistema de rechazo térmico, las torres de enfriamiento mostraron un perfil de operación claramente sincronizado con la demanda real del sistema, activándose únicamente durante los periodos de operación del chiller. El análisis anual del consumo hídrico evidenció que el sistema puede operar de manera eficiente con una temperatura de rechazo de 35 °C, lo cual resulta especialmente relevante en contextos áridos como Mexicali, ya que permite limitar el consumo de agua sin comprometer el desempeño térmico del sistema de absorción.

En conjunto, los resultados demuestran que la integración de un campo solar térmico correctamente dimensionado mejora la estabilidad operativa del sistema, reduce los extremos térmicos en el almacenamiento, y disminuye la dependencia del sistema auxiliar, manteniendo condiciones de confort térmico de manera robusta tanto en escalas horarias como estacionales y anuales.

4.3 Análisis exergético

Con base en los fundamentos termodinámicos descritos en la Sección 2.8, se presenta a continuación el análisis exergético del sistema solar-geotérmico propuesto. Este análisis se llevó a cabo utilizando condiciones promedio de operación correspondientes al día crítico, obtenidas a partir de la simulación dinámica en TRNSYS y posteriormente procesadas en EES para la evaluación de propiedades termodinámicas y flujos de exergía.

El análisis se centra en la evaluación de los flujos de exergía asociados a las corrientes de entrada y salida de cada componente del sistema, así como en la cuantificación de la destrucción de exergía, conforme al balance exergético general presentado en la Sección 2.8. En este contexto, la destrucción de exergía se emplea como indicador directo de las irreversibilidades internas del sistema, mientras que las eficiencias exergéticas se utilizan como métricas comparativas del desempeño entre los distintos componentes, con base en la definición funcional de producto y combustible establecida en la Sección 3.8.

4.3.1 Diagrama del sistema y resultados exergéticos por nodo

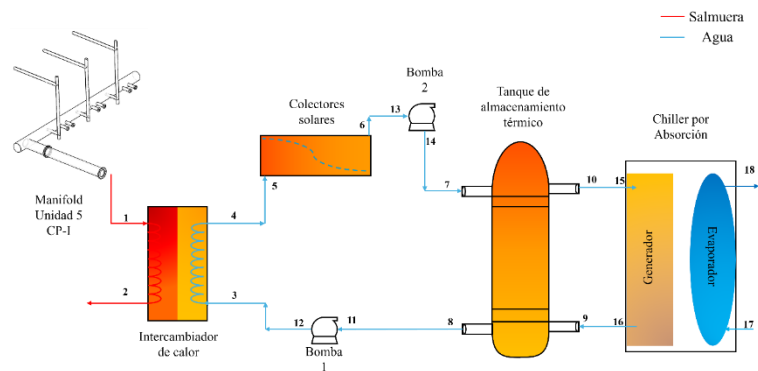


Figura 4.28. Diagrama del sistema solar-geotérmico con la identificación de los nodos de entrada y salida utilizados para el análisis exergético.

Tabla 4-3. Resultados termodinámicos y exergéticos de los nodos del sistema bajo condiciones promedio del día crítico.

Estado	T (°C)	P (kPa)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	E (kJ/s)	Φ (kJ/kg)	Exd (kJ/s)
0	35.05	101.3	0	0.5051	-	-	-	-
1	134.55	309.1	0.427	566.2	1.68	241.8	67.69	87122
2	134.55	309.1	0.427	566	1.68	241.7	67.69	86863
3	89.75	69.62	0.093	376.2	1.19	34.98	18.34	1.705

4	92.45	76.86	0.093	387.2	1.221	36.01	20.04	1.864
5	92.05	75.94	0.208	385.8	1.217	80.25	19.83	4.124
6	95.55	86.37	0.208	627.3	1.872	130.5	59.43	12.36
7	95.55	86.37	0.208	400.5	1.257	83.29	22.18	4.613
8	89.45	68.73	0.208	603.1	1.816	125.4	52.42	10.9
9	95.55	86.37	0.208	400.5	1.257	83.29	22.18	4.613
10	89.45	68.73	0.208	374.7	1.186	77.94	18.12	3.769
11	89.45	68.73	0.208	374.7	1.186	77.94	18.12	3.769
12	89.45	68.7	0.208	374.7	1.186	77.93	18.11	3.767
13	89.45	68.73	0.093	374.7	1.186	34.85	18.12	1.685
14	88.05	65.24	0.093	369	1.171	34.32	17.27	1.606
15	88.05	65.24	0.093	369	1.171	34.32	17.27	1.606
16	86.45	61.14	0.093	361.9	1.151	33.66	16.24	1.51
17	17.15	1.953	0.355	71.86	0.2552	25.51	2.243	0.7961
18	19.65	2.293	0.355	82.58	0.2919	29.31	1.633	0.5796

La Figura 4.28 y la Tabla 4-3 constituyen la base para el desarrollo del análisis exergético del sistema. En ellas se presenta la identificación de los nodos de entrada y salida de cada componente, junto con las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo y los flujos de exergía asociados a las condiciones promedio de operación del día crítico.

Los resultados permiten observar la distribución de la exergía a lo largo del sistema, así como las variaciones en entalpía, entropía y flujo másico en cada estado. A partir de esta información, es posible identificar los niveles de degradación de la energía y las zonas donde se concentran las mayores irreversibilidades, lo cual resulta fundamental para interpretar el desempeño real del sistema más allá del análisis energético.

En las subsecciones siguientes, el análisis se desarrolla de manera individual para cada componente, considerando únicamente los nodos relevantes en cada caso. Este enfoque permite evaluar de forma detallada la contribución de cada subsistema a la destrucción de exergía total, evitando redundancias en la descripción general del sistema.

4.3.2 Distribución global de la destrucción de exergía

A partir de los valores de destrucción de exergía obtenidos para cada componente y reportados en la Tabla 4-3, se observa que las irreversibilidades del sistema no se distribuyen de manera uniforme, sino que se concentran principalmente en los componentes asociados a procesos de transferencia y almacenamiento térmico.

El intercambiador de calor (SHX) presenta la mayor destrucción de exergía del sistema, con un valor de **30.45 kW**, lo que lo identifica como el principal foco de irreversibilidades bajo las condiciones de operación analizadas. Este resultado es consistente con la naturaleza del proceso que ocurre en dicho componente, caracterizado por la transferencia de calor a diferencia finita de temperatura entre corrientes térmicas acopladas.

En segundo término, el tanque de almacenamiento térmico y el colector solar muestran valores de destrucción de exergía comparables, de **8.38 kW** y **8.24 kW**, respectivamente. En el caso del tanque, estas irreversibilidades se asocian principalmente a la mezcla térmica interna y a la aproximación de la temperatura del fluido almacenado al estado muerto. Por su parte, en el colector solar, la destrucción de exergía refleja la conversión de radiación solar en calor de baja calidad termodinámica, característica de los sistemas solares térmicos.

En contraste, el chiller por absorción y las bombas presentan valores significativamente menores de destrucción de exergía. El chiller registra una destrucción de exergía de **0.31 kW**, mientras que las bombas presentan valores del orden de **0.08 kW** y **0.001 kW**, respectivamente. Estos resultados indican que, bajo las condiciones de operación consideradas, dichos componentes no dominan las pérdidas exergéticas del sistema y su contribución a las irreversibilidades globales es secundaria.

En conjunto, esta distribución confirma que las principales oportunidades de mejora desde la perspectiva de la Segunda Ley de la Termodinámica se encuentran en los componentes asociados a la gestión y transferencia del calor, más que en los equipos de conversión final.

4.3.3 Análisis exergético del intercambiador de calor (SHX)

Como se muestra en la Figura 4.28, el intercambiador de calor (SHX) está definido por los nodos **1–2** para el lado caliente y **3–4** para el lado frío. A partir de los valores reportados en la Tabla 4-3, se observa que la variación de la exergía específica del fluido en el lado caliente es prácticamente despreciable, mientras que en el lado frío se presenta un incremento moderado de la exergía asociado al calentamiento del fluido.

No obstante, al aplicar el balance exergético al intercambiador, se obtiene una destrucción de exergía de **30.45 kW**, la mayor del sistema. Este resultado evidencia que, a pesar de la transferencia energética efectiva entre corrientes, el proceso está acompañado de una

degradación significativa del potencial de trabajo, atribuida principalmente a la transferencia de calor a diferencia finita de temperatura.

La eficiencia exergética funcional calculada para el intercambiador es del orden de **0.5 %** ($\eta_{ex,shx} = 0.0052$). Este valor reducido no debe interpretarse como un indicador de mal desempeño del equipo, sino como una consecuencia directa de la baja calidad termodinámica del calor transferido bajo las condiciones de operación analizadas. En particular, la limitada variación exergética del fluido del lado caliente restringe el combustible exergético disponible, lo que conduce a valores bajos de eficiencia exergética cuando se emplea una definición funcional de producto y combustible.

Este comportamiento es característico de intercambiadores que operan con diferencias de temperatura moderadas y confirma que, en sistemas térmicos complejos como el analizado, la eficiencia exergética debe interpretarse con cautela y en conjunto con la destrucción de exergía para una evaluación adecuada del desempeño termodinámico.

4.3.4 Análisis exergético del colector solar

El colector solar, identificado en la Figura 4.28 por los nodos correspondientes a la entrada y salida del fluido térmico, presenta una destrucción de exergía de **8.24 kW**, de acuerdo con los valores reportados en la Tabla 4-3. Este resultado lo posiciona como uno de los principales contribuyentes a las irreversibilidades del sistema, únicamente superado por el intercambiador de calor.

A pesar de que el colector solar presenta un aprovechamiento energético favorable, la eficiencia exergética calculada para este componente es de **0.334**. Este valor refleja la limitada calidad termodinámica del calor útil generado, asociada a la cercanía de la temperatura de operación del colector con la temperatura ambiente definida como estado muerto.

La destrucción de exergía en el colector se atribuye principalmente al proceso de conversión de la radiación solar incidente en energía térmica de baja calidad, así como a las pérdidas térmicas inherentes al dispositivo. Desde la perspectiva exergética, este comportamiento es característico de los sistemas solares térmicos, en los cuales una fracción significativa del potencial de trabajo de la radiación solar se degrada durante el proceso de captación y transferencia de calor.

Estos resultados ponen de manifiesto la diferencia fundamental entre eficiencia energética y eficiencia exergética en el análisis de colectores solares. Mientras que el desempeño energético puede ser elevado, el análisis exergético revela limitaciones intrínsecas asociadas a la calidad del calor producido, lo cual resulta especialmente relevante cuando el colector se integra en sistemas de refrigeración por absorción.

4.3.5 Análisis exergético del sistema de almacenamiento térmico

El sistema de almacenamiento térmico, representado en la Figura 4.28 por los nodos **7–10**, presenta una destrucción de exergía de **8.38 kW**, según los valores reportados en la Tabla 4-3. Este valor es comparable al observado en el colector solar y confirma que el almacenamiento térmico constituye un componente relevante en términos de irreversibilidades dentro del sistema analizado.

La eficiencia exergética obtenida para el tanque de almacenamiento es de **0.092**, lo cual refleja una degradación significativa del potencial de trabajo del fluido durante el proceso de almacenamiento. Este comportamiento se asocia principalmente a fenómenos de mezcla térmica interna, estratificación imperfecta y pérdidas térmicas hacia el ambiente, que conducen a una aproximación progresiva de la temperatura del fluido al estado muerto.

Desde el punto de vista funcional, la baja eficiencia exergética del tanque no debe interpretarse como un indicador de bajo desempeño, sino como una consecuencia directa de su función dentro del sistema. El objetivo principal del almacenamiento térmico es desacoplar temporalmente la disponibilidad del recurso térmico de la demanda, más que preservar la calidad exergética del calor almacenado.

No obstante, los resultados obtenidos resaltan la importancia del diseño y la operación del sistema de almacenamiento térmico, particularmente en lo referente a la mejora de la estratificación térmica y la reducción de pérdidas, como estrategias clave para disminuir la destrucción de exergía y mejorar el desempeño global del sistema.

4.3.6 Análisis exergético del chiller por absorción

El chiller por absorción, identificado en la Figura 4.28 por los nodos **15–18**, presenta una destrucción de exergía de **0.31 kW**, de acuerdo con los valores reportados en la Tabla 4-3. Este valor es considerablemente menor en comparación con los componentes de transferencia y

almacenamiento térmico, lo que indica que el chiller no constituye el principal foco de irreversibilidades del sistema bajo las condiciones de operación analizadas.

La eficiencia exergética obtenida para el chiller por absorción es de **0.87**, valor que debe interpretarse como un indicador interno de desempeño basado en la definición funcional de producto y combustible exergético empleada en este estudio. Dicha eficiencia no representa una eficiencia exergética clásica de refrigeración, ya que el producto exergético no se define explícitamente como la exergía asociada al efecto de enfriamiento, sino como la suma de los flujos exergéticos de salida definidos en el balance del componente.

El bajo nivel de destrucción de exergía observado sugiere que, bajo las condiciones promedio del día crítico analizado, el chiller opera en un régimen cercano a su zona óptima de funcionamiento desde la perspectiva de la Segunda Ley de la Termodinámica. Este comportamiento es consistente con estudios previos que reportan que, cuando el suministro térmico se encuentra adecuadamente acoplado al generador del chiller, las irreversibilidades internas del ciclo de absorción pueden mantenerse en niveles reducidos.

En el contexto del sistema integrado, estos resultados indican que el chiller por absorción no limita el desempeño exergético global bajo las condiciones analizadas, y que las oportunidades de mejora deben centrarse prioritariamente en los componentes aguas arriba encargados de la captación, transferencia y almacenamiento del calor. En particular, la reducción de diferencias finitas de temperatura en el campo de colectores solares, la optimización del acoplamiento térmico con el generador y el control adecuado del flujo másico representan estrategias potenciales para disminuir la destrucción exergética global del sistema.

4.3.7 Análisis exergético de las bombas

Las bombas del sistema, identificadas en la Figura 4.28 por los nodos correspondientes a cada circuito hidráulico, presentan una contribución marginal a la destrucción de exergía total. De acuerdo con los valores reportados en la Tabla 4-3, la primera bomba registra una destrucción de exergía de **0.0013 kW**, mientras que la segunda presenta un valor de **0.079 kW**.

Las eficiencias exergéticas calculadas para ambas bombas son elevadas, con valores de **0.9997** y **0.953**, respectivamente. Estos resultados reflejan que, bajo la formulación empleada, las

pérdidas exergéticas asociadas al transporte del fluido son reducidas en comparación con las irreversibilidades observadas en los procesos térmicos del sistema.

Es importante señalar que la evaluación exergética de las bombas se basa exclusivamente en los flujos de exergía del fluido, sin considerar explícitamente el trabajo eléctrico de accionamiento. No obstante, dado que la contribución de estos componentes a la destrucción exergética global es mínima, su exclusión no afecta de manera significativa la interpretación del desempeño termodinámico del sistema integrado.

En consecuencia, las bombas pueden considerarse componentes secundarios desde la perspectiva de la Segunda Ley de la Termodinámica, y su influencia sobre el comportamiento exergético global del sistema resulta limitada bajo las condiciones de operación analizadas.

4.3.8 Evaluación exergética global del sistema

La evaluación exergética global del sistema solar-geotérmico se realizó a partir de la relación entre los flujos de producto y combustible exergético definidos para cada uno de los componentes analizados, de acuerdo con la formulación general presentada en la Sección 3.8. En particular, la eficiencia exergética global se calculó como el cociente entre la suma de los productos exergéticos útiles y la suma de los combustibles exergéticos asociados a todos los componentes del sistema, tal como se expresa en la Ecuación (2-32).

Con base en esta definición, la eficiencia exergética global del sistema alcanza un valor de $\eta_{ex,global} = 0.2097$ bajo las condiciones promedio de operación del día crítico analizado. Este resultado indica que aproximadamente el 21 % del potencial de trabajo asociado a los recursos térmicos y energéticos suministrados al sistema se conserva en forma de productos exergéticos útiles, mientras que la fracción restante se degrada debido a irreversibilidades internas.

Desde la perspectiva de la Segunda Ley de la Termodinámica, este valor es consistente con el comportamiento esperado de sistemas solares térmicos integrados con almacenamiento y refrigeración por absorción que operan en regímenes de temperatura moderada. En este tipo de configuraciones, la calidad exergética del calor disponible es inherentemente limitada debido a que las temperaturas de operación se encuentran relativamente próximas al estado muerto, lo que reduce el factor de calidad termodinámica asociado al flujo térmico. En consecuencia, aun

cuando el desempeño energético pueda resultar favorable, la eficiencia exergética global tiende a situarse en valores moderados.

Diversos estudios recientes sobre sistemas híbridos solar-geotérmicos para refrigeración reportan eficiencias exergéticas globales promedio del orden del 30 %, con eficiencias energéticas promedio cercanas al 41 %. En particular, configuraciones de poligeneración que integran generación eléctrica, producción de hidrógeno o recuperación adicional de trabajo útil han alcanzado eficiencias exergéticas del orden del 42.8 %, como en el caso reportado por Ezzat y Dincer para un sistema combinado solar-geotérmico con chiller de absorción y generación eléctrica integrada. Estos sistemas operan típicamente a temperaturas superiores (130–200 °C) y aprovechan múltiples niveles de calidad energética, lo que incrementa el producto exergético global.

En contraste, el sistema analizado en el presente estudio se enfoca exclusivamente en refrigeración térmica mediante un chiller de absorción LiBr-H₂O, operando en un régimen de temperatura moderada asociado a colectores solares térmicos y almacenamiento cercano al estado muerto. Bajo estas condiciones, la calidad exergética del recurso térmico es inherentemente menor, lo que limita el potencial de conversión a trabajo útil y conduce a una eficiencia exergética global del orden del 21 %. Esta diferencia no implica necesariamente un desempeño inferior, sino que refleja la naturaleza del esquema funcional adoptado y la ausencia de etapas de generación eléctrica o recuperación adicional de exergía.

Asimismo, mientras que los sistemas de poligeneración reportados en la literatura suelen atender cargas de refrigeración significativamente mayores (desde decenas hasta miles de kilovatios) y operan bajo configuraciones multietapa, el sistema propuesto en este estudio está dimensionado para aplicaciones de climatización en edificación, donde la prioridad radica en la sustitución de energía eléctrica convencional por calor solar y geotérmico de baja calidad. En este sentido, la eficiencia exergética obtenida resulta coherente con el régimen térmico empleado y con el objetivo de adecuación exergética del sistema, consistente en emplear energía de baja calidad para satisfacer una demanda térmica de enfriamiento, reduciendo así el consumo de electricidad de alta exergía.

El valor obtenido para la eficiencia exergética global refleja además la distribución de la destrucción de exergía identificada en las subsecciones previas. En particular, los componentes

asociados a la gestión y transferencia del calor como el intercambiador de calor, el colector solar y el tanque de almacenamiento térmico concentran la mayor parte de las irreversibilidades del sistema, mientras que los equipos de conversión final, como el chiller por absorción y las bombas, presentan una contribución exergética relativamente menor bajo las condiciones analizadas.

En este contexto, el análisis exergético global complementa de manera directa al análisis energético presentado en la Sección 2.2, al proporcionar una medida integrada de la calidad termodinámica de la energía utilizada. Mientras que el análisis energético permite evaluar la magnitud de los flujos de energía involucrados, la eficiencia exergética global cuantifica el grado en que dicho flujo energético puede transformarse en trabajo útil dentro del sistema.

Finalmente, los resultados obtenidos ponen de manifiesto que las principales oportunidades de mejora del desempeño exergético global se encuentran en la reducción de irreversibilidades asociadas a los procesos de transferencia y almacenamiento térmico particularmente mediante la disminución de diferencias finitas de temperatura, la optimización del acoplamiento térmico y la mejora de la estratificación en el tanque más que en la optimización de los equipos de conversión final. Esta conclusión proporciona una base sólida para la interpretación de los resultados y para la formulación de recomendaciones orientadas a mejorar el desempeño termodinámico del sistema solar-geotérmico propuesto.

4.4 Evaluación del aporte solar térmico al sistema de refrigeración

En esta sección se evalúa de manera específica el aporte del sistema solar térmico en la cobertura de la demanda de refrigeración del edificio, con el objetivo de cuantificar su contribución real bajo condiciones operativas realistas del chiller de absorción. A diferencia del análisis energético y exergético global, este apartado se enfoca en la capacidad efectiva de enfriamiento obtenida a partir del recurso solar, considerando distintos valores del coeficiente de desempeño (COP) del chiller.

La demanda pico de refrigeración del edificio se estableció en 31.68 TR, valor obtenido directamente del análisis dinámico realizado en TRNSYS para el escenario de máxima carga térmica. Este valor se adopta como referencia para evaluar la fracción de refrigeración cubierta por el sistema solar-geotérmico, al representar de forma más precisa el comportamiento real del sistema bajo condiciones críticas de operación.

4.4.1 Metodología de evaluación

La evaluación del aporte solar se realizó a partir de los resultados horarios de la simulación dinámica, considerando:

- La energía térmica útil suministrada por el campo de colectores solares, integrada a lo largo del día.
- La capacidad de enfriamiento del chiller de absorción, calculada para valores de COP comprendidos entre 0.2 y 0.7, representativos de rangos operativos realistas en función de la temperatura de entrada al generador (85–95 °C).
- La conversión de la capacidad de enfriamiento a toneladas de refrigeración (TR), así como su normalización respecto a la demanda de referencia de 31.68 TR.

Para cada valor de COP se determinaron dos indicadores clave:

- TR promedio diaria, representativa del aporte medio del sistema solar.
- TR máxima instantánea, correspondiente a las condiciones de mayor radiación solar y mayor disponibilidad térmica.

4.4.2 Capacidad de enfriamiento obtenida para distintos valores de COP

La Tabla 4-4 presenta un resumen de la capacidad de enfriamiento obtenida para los diferentes valores de COP analizados, junto con el porcentaje de refrigeración cubierto respecto a la demanda total del sistema.

Tabla 4-4. Capacidad de enfriamiento y fracción de refrigeración cubierta por el sistema solar térmico.

COP	TR Máximo	Refrigeración solar	TR Promedio	Refrigeración solar
0.20	5.52	0.17	3.86	0.12
0.30	7.96	0.25	5.51	0.18
0.40	10.43	0.33	7.18	0.23
0.50	12.89	0.41	8.85	0.28
0.60	15.36	0.48	10.51	0.34
0.70	17.83	0.56	12.17	0.39

Se observa una relación casi lineal entre el COP del chiller y la capacidad de enfriamiento obtenida, tanto en términos promedio como máximos. Este comportamiento confirma que, si

bien el recurso solar es el mismo, la eficiencia del ciclo de absorción es un factor determinante en la conversión del calor disponible en capacidad útil de refrigeración.

4.4.3 Análisis del aporte promedio del sistema solar

La Figura 4.29 muestra la variación de la capacidad promedio de enfriamiento (TR promedio) y el porcentaje de refrigeración cubierta en función del COP del chiller.

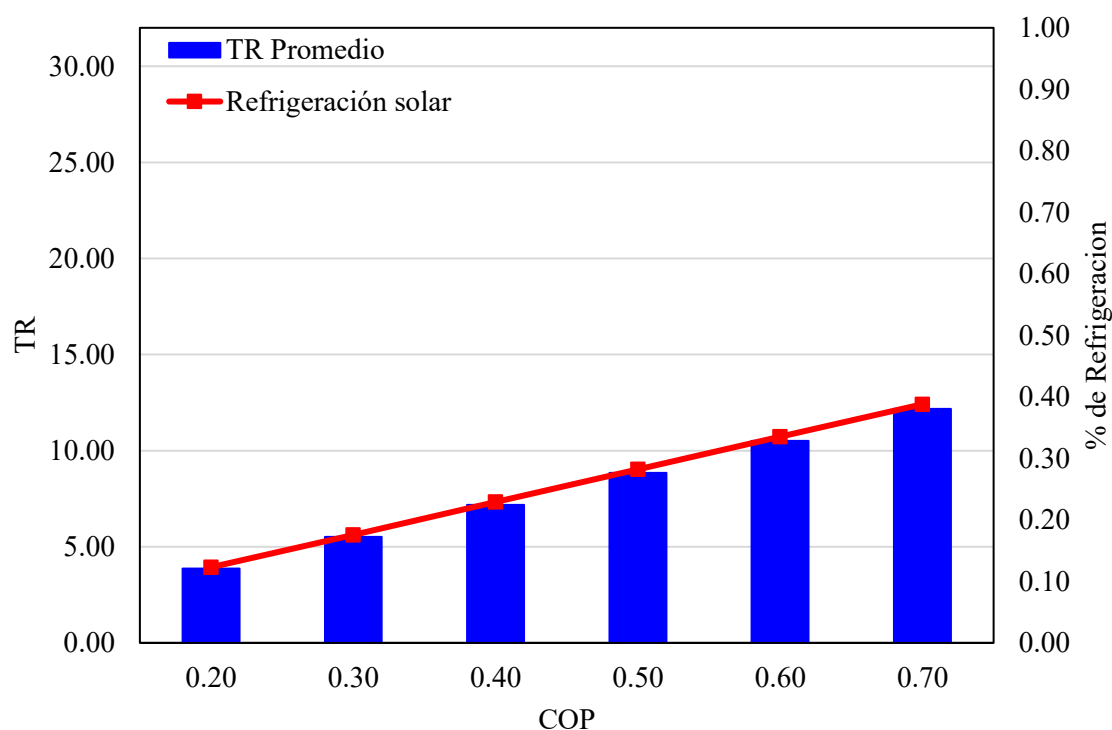


Figura 4.29. Capacidad de enfriamiento promedio equivalente y cobertura de la demanda en función del COP del chiller de absorción.

Para valores bajos de COP (≈ 0.2), el sistema solar cubre en promedio alrededor del **12 %** de la demanda, lo que evidencia un aporte modesto, pero no despreciable. Conforme el COP aumenta, la fracción cubierta se incrementa progresivamente, alcanzando valores cercanos al **38 %** para un COP de 0.7.

Este resultado indica que, bajo condiciones operativas favorables, el sistema solar térmico puede cubrir entre una tercera parte y poco más de un tercio de la demanda total de refrigeración en

promedio, reduciendo de manera significativa la carga que debe ser atendida por sistemas auxiliares o convencionales.

4.4.4 Análisis del aporte máximo instantáneo

La Figura 4.30 presenta la capacidad máxima instantánea de enfriamiento obtenida para cada valor de COP, junto con su contribución relativa a la demanda pico del edificio.

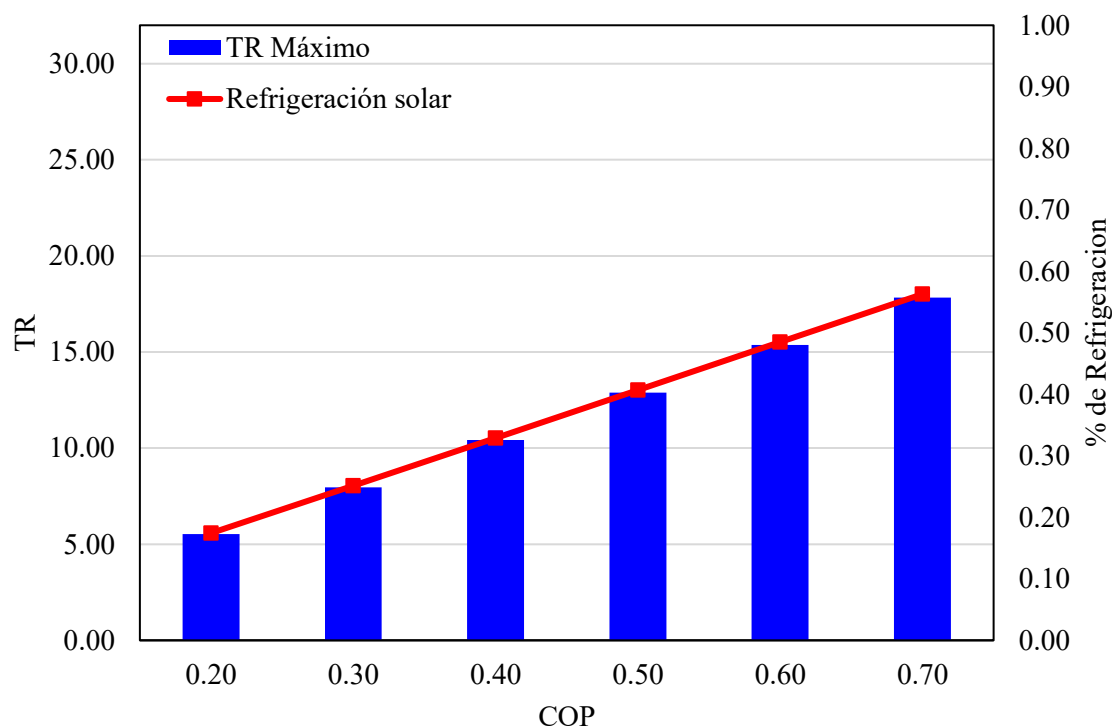


Figura 4.30. Capacidad máxima instantánea de enfriamiento y cobertura de la demanda en función del COP del chiller de absorción.

En este caso, el sistema solar muestra un desempeño notable durante las horas de mayor radiación solar. Para un COP de 0.7, se alcanzan hasta **17.83 TR**, lo que equivale a aproximadamente **56%** de la demanda pico de **31.68 TR**. Incluso para valores intermedios de COP (0.4–0.5), el sistema es capaz de cubrir entre **33%** y **40%** de la demanda máxima instantánea. Este comportamiento evidencia que, aunque el sistema no está diseñado para cubrir la totalidad de la demanda, su contribución durante las horas críticas es altamente significativa, particularmente cuando el chiller opera dentro de su rango óptimo de desempeño térmico.

4.4.5 Discusión del papel del sistema solar térmico

Los resultados obtenidos permiten afirmar que el sistema solar térmico no debe evaluarse únicamente en función de su eficiencia exergética, la cual es inherentemente baja debido a la naturaleza de la radiación solar y a los niveles de temperatura involucrados. En cambio, su principal fortaleza radica en la disponibilidad del recurso y su capacidad para reducir de manera directa la demanda de energía convencional.

El intercambiador de calor geotérmico actúa principalmente como un sistema de precalentamiento y recuperación parcial, mientras que el cumplimiento de la demanda de refrigeración depende en mayor medida del aporte solar y del almacenamiento térmico, especialmente durante las horas de mayor irradiancia.

En este contexto, el sistema solar térmico se consolida como un componente estratégico del sistema híbrido, capaz de aportar entre **12%** y **38%** de la demanda promedio, y hasta **56%** de la demanda pico instantánea, dependiendo del COP del chiller de absorción.

A partir del análisis realizado, se concluye que:

- El aporte solar térmico incrementa de forma casi lineal con el COP del chiller.
- El sistema es capaz de cubrir una fracción significativa de la demanda de refrigeración, aun sin alcanzar la autosuficiencia total.
- La integración del sistema solar resulta energéticamente favorable, incluso cuando la eficiencia exergética global es limitada.
- El mayor beneficio del sistema se obtiene durante las horas de máxima radiación solar, coincidentes con los picos de demanda térmica del edificio.

Estos resultados constituyen un vínculo directo entre el análisis energético, el análisis exergético y la evaluación económica del sistema, la cual se presenta en la siguiente sección.

4.5 Análisis económico

El presente apartado tiene como objetivo evaluar la viabilidad económica del sistema solar–geotérmico integrado (SSG) propuesto para la refrigeración de espacios, mediante el uso de indicadores financieros convencionales como el periodo de retorno de la inversión (payback), el valor presente neto (VPN) y la tasa interna de retorno (TIR). Para garantizar una comparación

homogénea, el análisis se desarrolla contrastando el desempeño económico del sistema propuesto frente a un sistema convencional de refrigeración por compresión mecánica que satisface la misma demanda de enfriamiento.

4.5.1 Sistema de referencia: refrigeración convencional

Con fines comparativos, y siguiendo el criterio adoptado por Hernández (2025), se considera como sistema de referencia un sistema convencional de refrigeración por compresión mecánica. Dicho sistema presenta una demanda de potencia eléctrica de 809 kW operando de manera continua durante 8,760 h/año, lo que conduce a un consumo eléctrico anual de **7,086,840 kWh**.

Las principales consideraciones técnicas y económicas adoptadas para el análisis se resumen en la Tabla 4-5, donde se incluyen las capacidades de enfriamiento del sistema, los escenarios tarifarios, la vida útil del proyecto y los supuestos de mantenimiento e inflación.

Tabla 4-5. Consideraciones para el análisis económico del sistema solar-geotérmico integrado.

Dato	Valor
Capacidad de enfriamiento promedio	3.86 TR ($\approx$ 13.6 kW)
Capacidad de enfriamiento máxima	5.52 TR ($\approx$ 19.4 kW)
COP térmico	0.2
Tarifas eléctricas CFE en Mexicali (2023)	Escenario 1: Tarifa alta – 0.067 USD/kWh Escenario 2: Tarifa baja – 0.045 USD/kWh
	Necesidad eléctrica: 809 kW
Consumo eléctrico convencional	Horas de operación: 8,760 h Consumo anual: 7,086,840 kWh
Costo anual eléctrico	Escenario 1: 474,818.28 USD Escenario 2: 318,907.8 USD
Vida útil del sistema	20 años
Mantenimiento anual	3%
Inflación nacional	6%

De acuerdo con las tarifas oficiales de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) para la región de Mexicali, el costo anual asociado al consumo eléctrico del sistema convencional se presenta en la Tabla 4-5. Como se observa en dicha tabla, el costo anual de operación del sistema

convencional asciende a **474,812 USD/año** bajo el escenario de tarifa alta y a **318,907 USD/año** bajo el escenario de tarifa baja, lo cual evidencia la fuerte dependencia económica del sistema respecto al precio de la energía eléctrica.

4.5.2 Costos del sistema solar–geotérmico: configuración base

Los costos de los componentes del sistema solar–geotérmico corresponden a la configuración base del sistema, es decir, a un módulo individual del SSG. El desglose detallado de estos costos se presenta en la Tabla 4-6, donde se incluyen los colectores solares térmicos, el sistema de almacenamiento térmico modular, bombas centrífugas, intercambiador de calor de coraza y tubos, válvulas, chiller por absorción, unidades tipo fan-coil, obra civil asociada y accesorios.

Tabla 4-6. Costos de los componentes del sistema solar–geotérmico de refrigeración (USD).

Componente	Unidades	Precio unitario (USD)	Total parcial (USD)
Colectores solares térmicos	126	2,193.08	276,328.08
Sistema de almacenamiento térmico (configuración modular)	26	2,957.59	76,897.32
Bombas centrífugas	3	1,451.00	4,353.00
Intercambiador de calor (coraza y tubos)	1	27,061.27	27,061.27
Válvulas	2	750	1,500.00
Chiller por absorción	1	40,440.00	40,440.00
Trinchera + tubería (intercambiador tierra–agua)	—	—	89,000.00
Unidades tipo fan-coil	8	219	1,752.00
Accesorios	—	—	1,000.00
Total			518,331.67

Nota: Los costos de colectores solares, almacenamiento térmico modular e intercambiador de coraza y tubos se obtuvieron de cotizaciones en moneda nacional y se convirtieron a dólares estadounidenses empleando un tipo de cambio fijo de 17.92 MXN/USD, en concordancia con el criterio utilizado por Francisco Hernández (2025). Los costos y cantidades de los componentes restantes se mantuvieron consistentes con los valores reportados en dicho estudio, con el fin de asegurar una comparación económica homogénea.

Como se muestra en la Tabla 4-6, el costo total de inversión para un módulo del sistema asciende a 518,331.67 USD, valor que se adopta como referencia para el análisis de escalamiento económico del sistema en configuraciones modulares de mayor capacidad.

4.5.3 Escenario equivalente al 100 % de la demanda: sistema de 6 módulos

En su configuración base, el sistema solar-geotérmico presenta una capacidad máxima de enfriamiento de 5.52 TR por módulo, mientras que la demanda máxima del espacio analizado es de 31.68 TR, como se indica en la Tabla 4-5. En consecuencia, para establecer una comparación directa con el sistema convencional, es necesario escalar la capacidad instalada del SSG.

Con este propósito, se define un escenario de evaluación basado en la modularidad del sistema, considerando un arreglo de 6 módulos del SSG. Bajo esta configuración, la capacidad máxima total del sistema alcanza 33.12 TR, valor que supera la demanda pico requerida y permite realizar una comparación equivalente al 100 % de la capacidad de enfriamiento.

Tabla 4-7. Inversión y costos operativos del escenario de 6 módulos

Concepto	Valor
Número de módulos	6
CAPEX por módulo (USD)	518,331.67
CAPEX total (USD)	3,109,990.02
Mantenimiento anual (3 % CAPEX)	93,299.70 USD/año

El costo total de inversión y los costos anuales de operación asociados a este escenario se resumen en la Tabla 4-7. Como se observa en dicha tabla, el CAPEX total del sistema asciende a **3,109,990.02 USD**, mientras que el costo anual de operación y mantenimiento, estimado como el 3 % del CAPEX, es de **93,299.70 USD/año**.

4.5.4 Consumo eléctrico del sistema SSG y ahorro energético

El consumo eléctrico del sistema solar–geotérmico está asociado principalmente a la operación de bombas, sistemas de control y equipos auxiliares. Para el escenario de 6 módulos, y en ausencia de un valor anual integrado proveniente de simulación dinámica, se adopta un supuesto conservador en el cual el consumo eléctrico del SSG equivale al **5 % del consumo eléctrico del sistema convencional**.

Este valor se adopta como una aproximación representativa del consumo eléctrico de sistemas de refrigeración por absorción acoplados a fuentes térmicas renovables, donde la demanda eléctrica se limita principalmente a equipos auxiliares. Asimismo, este porcentaje se considera a nivel del sistema completo, una vez que el SSG ha sido dimensionado para cubrir el 100 % de la demanda de enfriamiento, por lo que representa el consumo eléctrico global del sistema y no de cada módulo de manera individual.

Tabla 4-8. Comparación del consumo eléctrico anual.

Sistema	Consumo eléctrico (kWh/año)
Convencional	7,086,840.00
SSG(6 módulos, $f = 0.05$)	354,342.00

Bajo este supuesto, el consumo eléctrico anual del SSG es de **354,342 kWh/año**, como se presenta en la Tabla 4-8. Al comparar estos valores, se observa que el sistema solar–geotérmico permite una reducción aproximada del **95 % del consumo eléctrico** respecto al sistema convencional.

4.5.5 Costos eléctricos y ahorro económico anual

A partir de los consumos eléctricos y las tarifas consideradas, los costos eléctricos anuales del sistema convencional y del SSG se presentan en la Tabla 4-9. Como se observa en dicha tabla, el ahorro bruto anual es de **451,076.37 USD/año** para el escenario de tarifa alta y de **302,962.41 USD/año** para el escenario de tarifa baja.

Tabla 4-9. Costos eléctricos anuales y ahorro bruto.

Escenario tarifario	Costo convencional (USD/año)	Costo SSG (USD/año)	Ahorro bruto (USD/año)
Tarifa alta	474,818.28	23,741.91	451,076.37
Tarifa baja	318,907.00	15,945.39	302,952.41

Al descontar los costos anuales de operación y mantenimiento del sistema de 6 módulos, estimados como el 3 % del CAPEX total (93,299.70 USD/año), se obtiene el ahorro neto anual mostrado en la Tabla 4-10. De acuerdo con estos resultados, el ahorro neto anual alcanza **357,776.67 USD/año** bajo tarifa alta y **209,662.71 USD/año** bajo tarifa baja, valores que constituyen los flujos de efectivo utilizados para el cálculo de los indicadores financieros.

Tabla 4-10. Ahorro neto anual considerando O&M.

Escenario	Ahorro bruto (USD/año)	O&M (USD/año)	Ahorro neto (USD/año)
Tarifa alta	451,076.37	93,299.70	357,776.67
Tarifa baja	302,952.41	93,299.70	209,662.71

4.5.6 Periodo de retorno simple

El periodo de retorno simple se calcula como la relación entre la inversión inicial y el ahorro neto anual. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 4-11, donde se observa que el periodo de retorno es de **8.69 años** para el escenario de tarifa alta y de **14.83 años** para el escenario de tarifa baja.

Tabla 4-11. Periodo de retorno simple.

Escenario	CAPEX total (USD)	Ahorro neto (USD/año)	Payback (años)
Tarifa alta	3,109,990.02	357,776.67	8.69
Tarifa baja	3,109,990.02	209,662.71	14.83

4.5.7 Valor presente neto y tasa interna de retorno

El valor presente neto y la tasa interna de retorno se calculan considerando una vida útil de 20 años y una tasa de descuento real del 10 %. Los resultados globales se resumen en la Tabla 4-12.

Tabla 4-12. Indicadores financieros globales.

Indicador	Tarifa alta	Tarifa baja
VPN (10 %, 20 años) [USD]	-64,036	-1,325,013
TIR [%]	9.68	3.03
Rentabilidad descontada	No	No

Como se muestra en dicha tabla, bajo el escenario de tarifa alta el sistema presenta un VPN ligeramente negativo y una TIR del 9.68 %, valor ligeramente inferior a la tasa de descuento adoptada, lo que indica que el proyecto se encuentra en una condición financiera cercana al punto de equilibrio. En contraste, bajo el escenario de tarifa baja el VPN es considerablemente negativo y la TIR se reduce a aproximadamente **3.03 %**, lo que confirma la no viabilidad económica bajo este escenario tarifario.

El análisis temporal del VPN indica que, en el escenario de tarifa alta, el sistema se aproxima al punto de recuperación descontada hacia el final del horizonte de evaluación, aunque no logra alcanzar un VPN positivo dentro de los 20 años considerados. En el escenario de tarifa baja, el VPN permanece negativo durante todo el periodo de análisis, aun cuando existe recuperación en términos de payback simple.

Los resultados presentados en las Tablas 4-9 a 4-12 muestran que el sistema solar–geotérmico integrado presenta una fuerte sensibilidad al costo de la energía eléctrica. Si bien la reducción del consumo eléctrico es significativa, el incremento en la inversión inicial asociado al aumento en el número de colectores impacta directamente en los indicadores financieros, haciendo que la viabilidad económica dependa en mayor medida de escenarios con tarifas eléctricas elevadas o incentivos adicionales.

La evaluación mediante un sistema de 6 módulos, como se describe en las Tablas 4-7 y 4-8, permite establecer un marco de comparación equivalente al 100 % de la demanda de enfriamiento, proporcionando una base sólida tanto para la evaluación académica como para la toma de decisiones desde una perspectiva de inversión en tecnologías de refrigeración basadas en energías renovables.

4.5.8 Análisis de sensibilidad al precio de electricidad y determinación del punto de equilibrio

Con el fin de profundizar en la dependencia del desempeño económico respecto al contexto tarifario, se realizó un análisis de sensibilidad orientado a identificar el precio crítico de la electricidad a partir del cual el sistema solar–geotérmico integrado alcanza rentabilidad financiera.

El ahorro económico anual del sistema está directamente vinculado a la electricidad ahorrada respecto al sistema convencional. Considerando que el sistema convencional presenta un consumo anual de **7,086,840 kWh** y que el sistema solar–geotérmico, en su configuración de seis módulos, requiere **354,342 kWh/año** para la operación de bombas y equipos auxiliares, la electricidad ahorrada asciende a **6,732,498 kWh/año**. Este diferencial constituye la base del beneficio económico anual asociado a la implementación del sistema propuesto.

Tomando en cuenta la inversión total del sistema (3,109,990.02 USD), una vida útil de 20 años y una tasa de descuento real del 10 %, se determinó el costo unitario de electricidad para el cual el Valor Presente Neto se vuelve igual a cero. Bajo estas condiciones económicas, el precio crítico de la electricidad resulta aproximadamente igual a **0.070 USD/kWh**.

Este valor representa el umbral a partir del cual el sistema comienza a generar rentabilidad financiera descontada. Al comparar este resultado con los escenarios tarifarios evaluados, se observa que:

- En el escenario de tarifa alta (0.067 USD/kWh), el precio de electricidad se encuentra ligeramente por debajo del umbral crítico, lo que explica el Valor Presente Neto cercano al punto de equilibrio y la Tasa Interna de Retorno ligeramente inferior a la tasa de descuento.
- En el escenario de tarifa baja (0.045 USD/kWh), el precio de electricidad se sitúa significativamente por debajo del umbral crítico, lo que conduce a un Valor Presente Neto negativo, aun cuando el sistema presenta recuperación simple de la inversión.

Este análisis permite establecer un criterio cuantitativo claro para la toma de decisiones: la viabilidad económica del sistema solar-geotérmico no depende únicamente de su capacidad de reducción de consumo eléctrico, sino del contexto tarifario específico en el que se implemente. En consecuencia, el sistema resulta particularmente atractivo en regiones con costos elevados de electricidad, en escenarios futuros de incremento tarifario o bajo esquemas de incentivos que eleven el valor efectivo de la energía evitada.

Capítulo 5. Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones generales

Desde el punto de vista energético, el sistema propuesto demostró la capacidad de cubrir una fracción significativa de la demanda frigorífica anual, alcanzando valores del orden del 60 % de fracción solar. Este resultado confirma la viabilidad técnica del aprovechamiento de energía solar térmica como fuente primaria para alimentar el generador del chiller por absorción, permitiendo una sustitución parcial del consumo eléctrico convencional. Asimismo, el comportamiento horario del sistema evidenció una adecuada correspondencia entre la disponibilidad del recurso solar y los periodos de mayor demanda térmica, particularmente durante los meses críticos de operación, favoreciendo una operación estable del sistema de enfriamiento.

El análisis del área de captación solar permitió identificar que esta variable constituye uno de los parámetros de mayor influencia en el desempeño global del sistema. Se observó la existencia de un rango óptimo de operación en el cual el incremento del área de colectores mejora la cobertura energética sin penalizaciones significativas en la eficiencia térmica. No obstante, el aumento del número de colectores hasta 126 unidades por módulo, aunque incrementa la captación energética, impacta de manera directa la inversión inicial, evidenciando la necesidad de un dimensionamiento balanceado entre captación, almacenamiento y viabilidad económica.

Desde la perspectiva exergética, el sistema presentó una eficiencia exergética global del orden de **0.21**. Este valor, aunque inferior a configuraciones de mayor temperatura o sistemas de poligeneración, resulta coherente con el régimen de baja temperatura y con la naturaleza exclusivamente térmica del sistema propuesto. Este comportamiento es característico de sistemas térmicos de baja temperatura, en los cuales la calidad de la energía disponible limita la eficiencia exergética global. El análisis permitió identificar que las mayores destrucciones de exergía se concentran en los procesos de transferencia de calor, particularmente en el campo de colectores solares y en el acoplamiento térmico con el generador del chiller.

La evaluación conjunta del análisis energético y exergético evidenció que, si bien el sistema es energéticamente eficiente, existe un margen de mejora desde la perspectiva de la calidad de la energía. En particular, la optimización de la integración térmica entre componentes y la

reducción de irreversibilidades representan oportunidades relevantes para mejorar el desempeño termodinámico global sin incrementar de manera significativa la inversión.

Desde el punto de vista económico, el análisis basado en un escenario equivalente al 100 % de la demanda, mediante la configuración de seis módulos del sistema solar–geotérmico, permitió establecer una comparación directa y homogénea con un sistema convencional de refrigeración. Con el dimensionamiento final adoptado, la inversión total asciende a **3,109,990.02 USD**. Los resultados muestran que el desempeño económico del sistema es altamente sensible al contexto tarifario. Bajo el escenario de tarifa eléctrica alta (0.067 USD/kWh), el sistema presenta un **Valor Presente Neto ligeramente negativo** y una **Tasa Interna de Retorno cercana al 9.7 %**, valor inferior a la tasa de descuento del 10 %, lo que indica que el proyecto se encuentra en una condición financiera próxima al punto de equilibrio, pero sin alcanzar rentabilidad descontada dentro del horizonte de evaluación. En el escenario de tarifa baja (0.045 USD/kWh), el sistema no alcanza rentabilidad financiera, presentando un VPN claramente negativo y una TIR del orden del 2 %, aunque mantiene recuperación simple de la inversión en términos de payback.

El análisis de sensibilidad permitió determinar un precio crítico de electricidad del orden de **0.070 USD/kWh**, a partir del cual el sistema alcanza rentabilidad financiera descontada bajo las condiciones económicas consideradas. Este valor supera ligeramente la tarifa alta evaluada, lo que explica el comportamiento observado en los indicadores financieros. En consecuencia, la viabilidad económica del sistema no depende únicamente de su capacidad de reducción de consumo eléctrico, sino del contexto tarifario específico y del nivel de inversión requerido.

Estos resultados indican que la viabilidad económica del sistema solar–geotérmico integrado no es generalizable, sino que se encuentra condicionada a escenarios con costos elevados de energía eléctrica, incentivos económicos o reducciones en el CAPEX. No obstante, aun en escenarios con rentabilidad financiera limitada, el sistema ofrece beneficios estratégicos relevantes, tales como la reducción sustancial del consumo eléctrico, la disminución de la dependencia energética y la contribución a la descarbonización del sector de climatización.

En conjunto, los resultados obtenidos confirman que la integración solar–geotérmica para refrigeración constituye una alternativa técnicamente viable y energéticamente eficiente. Sin embargo, bajo las condiciones económicas actuales, el sistema no alcanza rentabilidad

financiera, situándose en un escenario cercano al punto de equilibrio únicamente bajo tarifas eléctricas elevadas. Esto sugiere que mejoras en el diseño, reducciones en costos de inversión o mecanismos de apoyo económico podrían ser determinantes para su implementación a mayor escala en regiones con alta radiación solar y demandas térmicas significativas.

5.2 Recomendaciones

Con base en los resultados obtenidos y el alcance del presente trabajo, se proponen las siguientes recomendaciones orientadas a la optimización técnica, económica y al desarrollo futuro del sistema solar–geotérmico de refrigeración analizado:

- Optimización integral orientada a reducción de CAPEX. Dado que el dimensionamiento del campo de colectores representa el principal factor que impacta la inversión inicial, se recomienda realizar una optimización técnico–económica simultánea del área de captación solar y del volumen de almacenamiento térmico. El objetivo es identificar configuraciones que maximicen la fracción solar sin incurrir en sobredimensionamientos que conduzcan a subutilización energética y penalicen la rentabilidad financiera.
- Obtención del consumo eléctrico real del SSG mediante simulación integrada. El análisis económico se basó en un supuesto conservador de consumo eléctrico equivalente al 5 % del sistema convencional. Se recomienda integrar en TRNSYS el cálculo detallado del consumo eléctrico anual de bombas y auxiliares para reducir incertidumbre y refinar la evaluación financiera.
- Rediseño térmico del campo de colectores y del generador del chiller. El análisis exergético evidenció destrucciones significativas asociadas a procesos de transferencia de calor. Se recomienda optimizar niveles de temperatura, caudales y configuraciones hidráulicas para reducir diferencias finitas de temperatura y disminuir irreversibilidades, mejorando tanto la eficiencia exergética como el desempeño energético global.
- Evaluación de tecnologías alternativas de colectores solares. Considerando que los colectores representan la fracción dominante del CAPEX, se recomienda evaluar tecnologías con mayor eficiencia óptica o mejor relación costo–rendimiento, tales como colectores de tubos evacuados o configuraciones híbridas, con el fin de reducir el número de unidades necesarias para alcanzar la misma cobertura térmica.

- Incorporación de análisis de incentivos y mecanismos financieros. Dado que el sistema alcanza rentabilidad únicamente por encima de un umbral tarifario cercano a 0.070 USD/kWh, se recomienda evaluar escenarios con incentivos fiscales, financiamiento verde o mecanismos de apoyo a energías renovables que mejoren el VPN y la TIR bajo condiciones reales de implementación.
- Desarrollo de un análisis ambiental cuantitativo complementario. Se recomienda incorporar un análisis detallado de reducción de emisiones de CO₂ asociada a la disminución del consumo eléctrico, con el fin de fortalecer la justificación del sistema desde una perspectiva ambiental y de transición energética, especialmente en contextos donde la rentabilidad financiera directa es limitada.
- Evaluación de escalabilidad y aplicación en sistemas distritales. Se recomienda analizar la implementación del sistema en edificaciones de mayor demanda térmica o en esquemas distritales de enfriamiento, donde las economías de escala podrían mejorar los indicadores económicos y diluir el impacto del CAPEX por unidad de capacidad instalada.
- Desarrollo de una metodología formal para la evaluación de sistemas basados en calor residual. A partir de los resultados obtenidos en este trabajo, se recomienda desarrollar una metodología estructurada para el análisis integral de sistemas energéticos que aprovechen fuentes de calor residual, como descargas térmicas provenientes de plantas termoeléctricas, carboeléctricas o instalaciones industriales. Esta metodología podría integrar de manera sistemática el análisis energético, exergético y económico, permitiendo evaluar la viabilidad de implementar sistemas de aprovechamiento térmico no solo en edificaciones administrativas, sino también en aplicaciones a mayor escala, como zonas habitacionales o sistemas distritales de climatización. Este enfoque contribuiría a ampliar el impacto del aprovechamiento de energía residual, promoviendo estrategias de eficiencia energética y reducción del consumo eléctrico en distintos sectores.

Apéndice

A: Caracterización climática base empleada en el dimensionamiento del sistema

El presente anexo documenta las condiciones climáticas empleadas como base para el dimensionamiento del sistema solar-geotérmico. Los datos corresponden a un año meteorológico típico (TMY) para la región de Mexicali-Cerro Prieto, integrando registros representativos de largo plazo. Se presentan los promedios mensuales del periodo crítico (junio-septiembre) y el perfil horario del día crítico seleccionado (22 de julio), utilizado en el análisis de desempeño del sistema.

Tabla A- 1. Promedios mensuales junio-septiembre (TMY Mexicali)

Mes	T promedio (°C)	T máxima registrada (°C)	Radiación global promedio (W/m ²)	HR promedio (%)
Junio	30.9	44.3	311.8	27.4
Julio	34.4	45.1	375.5	32.9
Agosto	33.8	44.8	341.1	36.3
Septiembre	30.1	43.7	260.1	32.1

Tabla A- 2. Perfil horario del día crítico (22 de julio) empleado como condición de diseño en la simulación dinámica del sistema.

Hora	T bulbo seco (°C)	Radiación global (W/m ²)	Radiación directa normal (W/m ²)	Velocidad del viento (m/s)
0	36.3	0.0	0.0	6.7
1	34.8	0.0	0.0	7.7
2	33.4	0.0	0.0	7.7
3	32.1	0.0	0.0	7.9
4	31.0	0.0	0.0	8.7
5	30.3	0.0	0.0	7.5
6	29.7	0.0	0.0	5.9
7	29.4	0.0	0.0	5.3
8	29.8	126.0	1310.4	4.6
9	31.2	241.2	2142.0	4.7
10	33.2	316.8	2624.4	5.4
11	35.4	453.6	2761.2	6.7
12	37.6	619.2	2750.4	7.7

13	39.6	716.4	2793.6	8.3
14	41.3	817.2	2732.4	8.5
15	42.6	792.0	2743.2	8.1
16	43.6	666.0	2808.0	7.4
17	44.1	529.2	2804.4	6.2
18	44.1	385.2	2739.6	6.0
19	43.6	288.0	2448.0	6.2
20	42.4	349.2	1224.0	5.3
21	40.9	36.0	0.0	3.9
22	39.2	0.0	0.0	3.3
23	37.4	0.0	0.0	3.1

B: Fichas técnicas

En este apéndice se presentan las fichas técnicas de los equipos comerciales considerados en la configuración del sistema solar-geotérmico. La finalidad de esta sección es proporcionar respaldo documental a los componentes adoptados, asegurando coherencia entre el análisis técnico desarrollado y la viabilidad práctica del sistema propuesto.

Las especificaciones incluyen información constructiva y parámetros operativos certificados por los fabricantes.

Especificaciones técnicas	Sólo Web	Peso de envío: 61.6 lbs
Temp. (F) 450	Material del Casco Stainless Steel	
Tipo Estuche y Tubo	Numero de Pasajes 4	
Altura (pulg.) 8.375	Capacidad de Flujo de la Carcasa 73 gpm	
Longitud (pulg.) 29.125	Capacidad de Disipación de Calor para Aceite 134,000 BtuH	
Peso (lb.) 80	Capacidad de Disipación de Calor para Agua 1,350,000 BtuH	
Capacidad (GPM) Shell 73, Tube 57	Tipo de Intercambiador de Calor Straight Tube	
Ancho (pulg.) 7.75	Clasificación de Presión Máxima de la Carcasa 225 psig	
Presión Estuche 225 psig, Tubo de 150 psig	Temperatura Máxima de Operación de la Carcasa 450 Degrees F	
Material de Construcción Acero Inoxidable 316	Tamaño de la Conexión del Tubo de la Carcasa 2 in	
Conexión Estuche 2" NPT, Tubo 1 1/2" NPT	Tipo de la Conexión del Tubo de la Carcasa NPT	
BtuH Máx. (Aplicación de Aceite a Agua) 134,000	Temperatura de Operación Máxima del Tubo 450 Degrees F	
Área de Superficie por Placa (pies Cuad.) 23 sq ft	Diámetro Exterior de la Carcasa 6 1/8 in	
BtuH Máx. (Aplicación de Agua a Agua) 1,350,000 BtuH	Capacidad de Flujo del Tubo 67 gpm	
Aplicación Oil to Water Applications	Área Total de la Superficie 23 sq ft	
Ancho Total 7 3/4 in	Clasificación de Presión Máxima del Tubo 150 psig	
Altura Total 8 3/8 in	Tamaño de Conexión del Tubo 1 1/2 in	
Material del Tubo Stainless Steel	Artículo Intercambiador de Calor	
Longitud del Tubo 29 1/8 in		
Compatibilidad de Fluido Corrosive Fluids, Glycol, Oil, Steam, Water		

Precio Web 

\$484,938.00 / pieza, con IVA 16%

Cant.

[Agregar al Carrito](#)

Figura B- 1. Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos y coraza (STHE).

COLECTOR SOLAR VLC 25



Colector Solar VLC 25

PSVLC25000

\$ 35,728

Datos	um	VLC25
Superficie total bruta	m2	2,57
Superficie del absorbedor	m2	2,16
Absorción	%	94
Emisión	%	5
Transmisión del vidrio	%	90,5
Contenido de líquido	litros	1,6
Presión máx. de trabajo	bar	10
Peso neto	kg	41,6
Temperatura de parada	°C	198
Superficie de apertura	m2	2,29
η_0	-	0,680
α_1	-	3,012
α_2	-	0,018
IAM (K 50°)	-	0,96
Dimensiones externas HC 25 (L x H x P)	mm	2077 x 1238x 100
Código	-	PSVLC25000

Figura B- 2. Ficha técnica del colector solar plano VLC 25 utilizado en el análisis económico.

Peso del equipo vacío	150kgs.
Peso del equipo al 90% / 100%	2850Kgs. / 3150Kgs.
Altura de termo tanque interior	1800mm.
Altura de tanque exterior	1900mm.
Material del termo tanque (exterior)	Inoxidable grado SUS-201 terminación cromo
Espesor de lámina de acero (exterior)	0.5mm.
Diámetro del termo tanque (exterior)	1560mm.
Material interior del termo tanque (interior)	Acero inoxidable grado 304-2B grado alimenticio
Espesor de lámina de acero (interior)	0.7mm.
Diámetro de tanque (interior)	1500mm.
Material aislante	Poliuretano alta densidad
Espesor del material aislante	55mm.
Equipo Opcional	

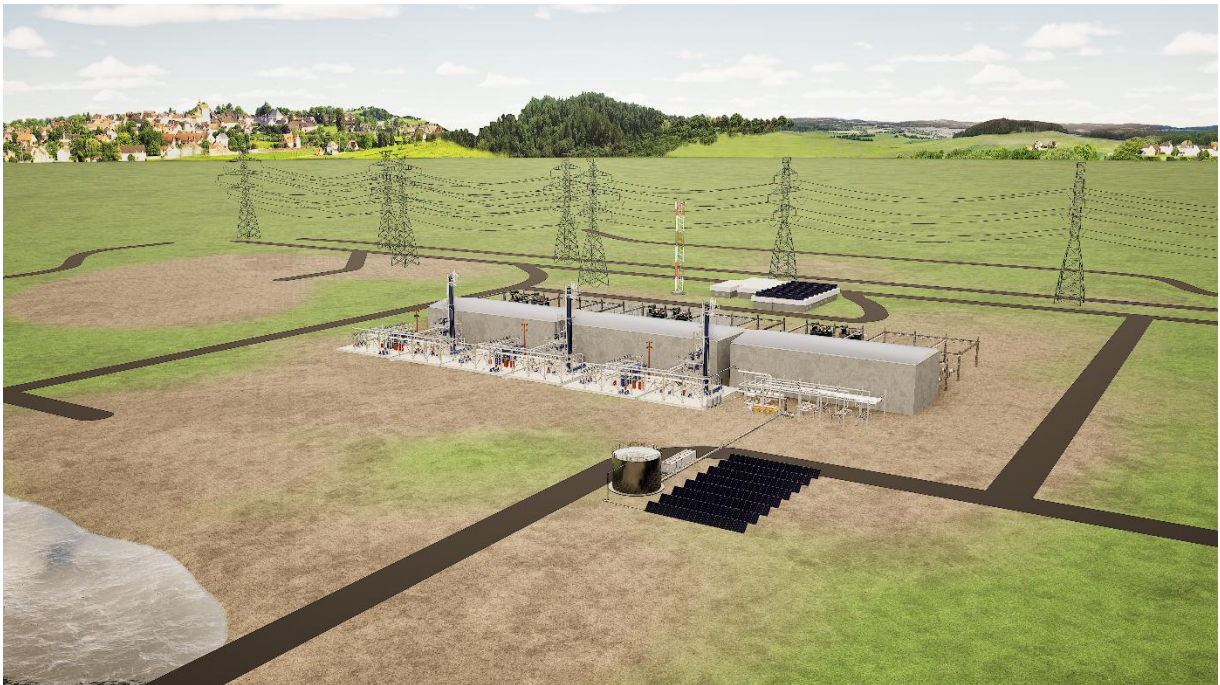
Figura B- 3. Ficha técnica del tanque comercial SIE SOL utilizado como módulo base del sistema de almacenamiento térmico.

C: Visualización arquitectónica del proyecto

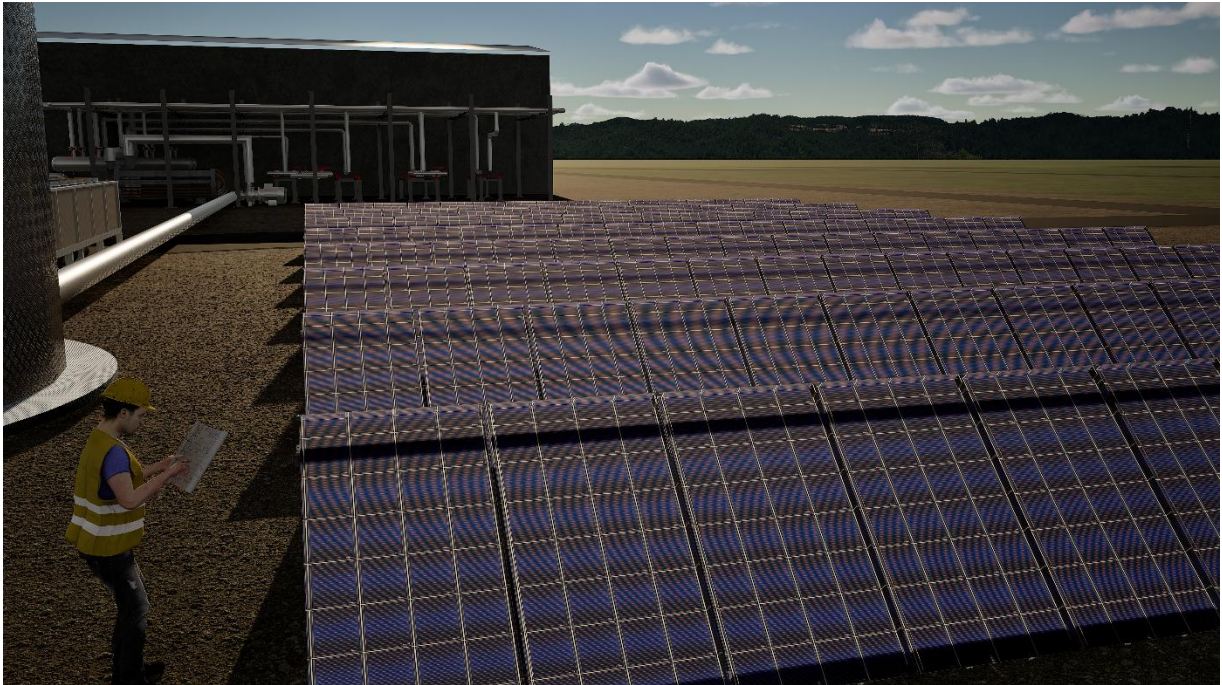
El presente apéndice muestra una serie de visualizaciones renderizadas desarrolladas como complemento gráfico del sistema solar-geotérmico propuesto en esta investigación. Las imágenes fueron elaboradas con el propósito de representar de manera conceptual la integración general de los componentes principales del sistema, así como su posible disposición dentro de una edificación de oficinas bajo condiciones inspiradas en el entorno geotérmico de Cerro Prieto, Baja California, México.

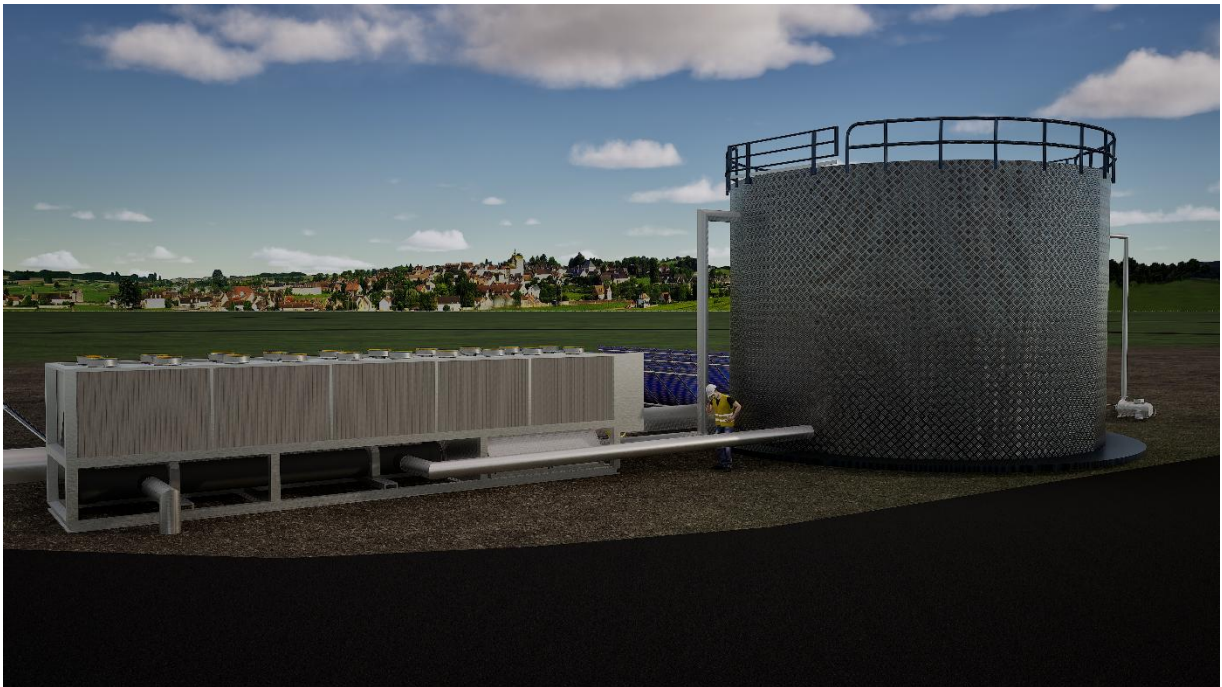
Estas representaciones no corresponden a planos constructivos ni a una instalación real, sino a una visualización conceptual desarrollada con fines académicos y de divulgación técnica, basada en los criterios de diseño y modelado establecidos a lo largo de la tesis.

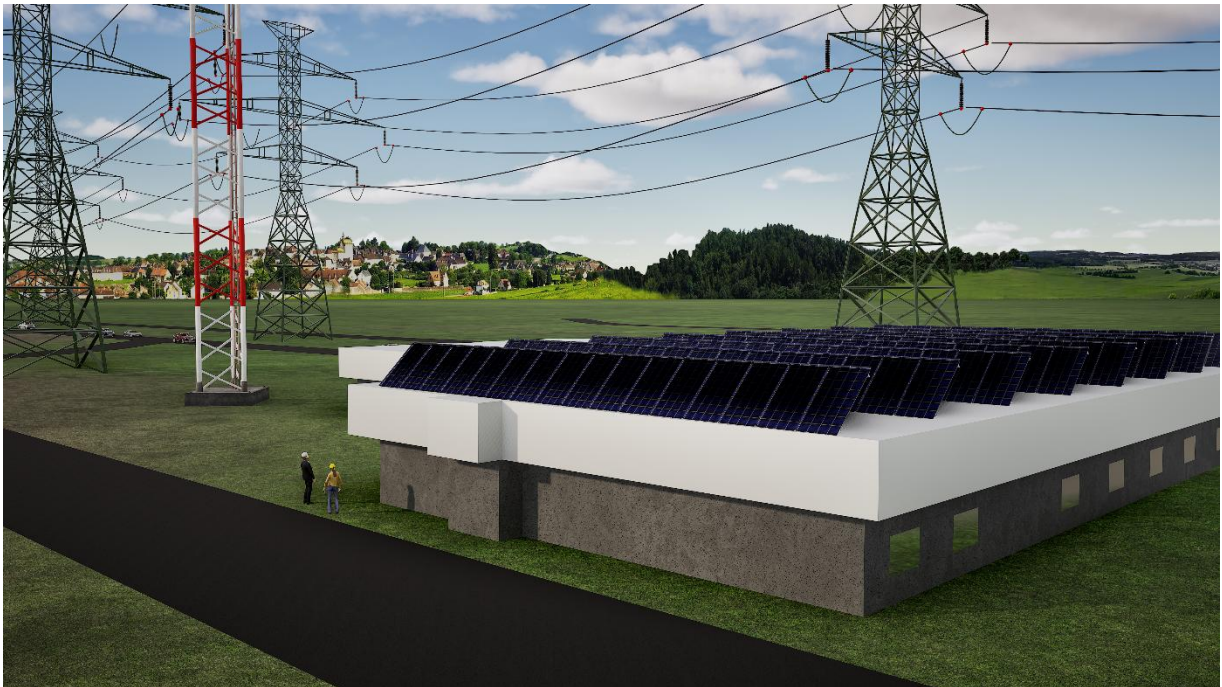
Las imágenes presentadas permiten complementar la interpretación del sistema propuesto mediante una aproximación visual orientada a la integración energética, arquitectónica y funcional de los distintos subsistemas analizados.

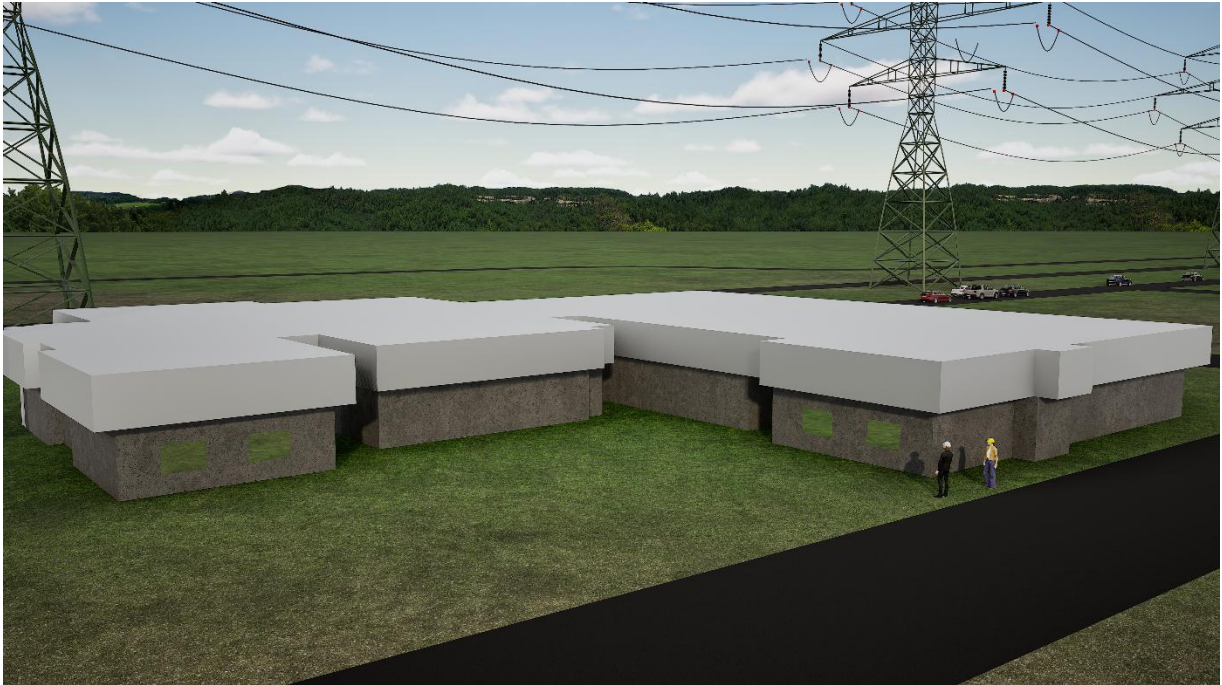










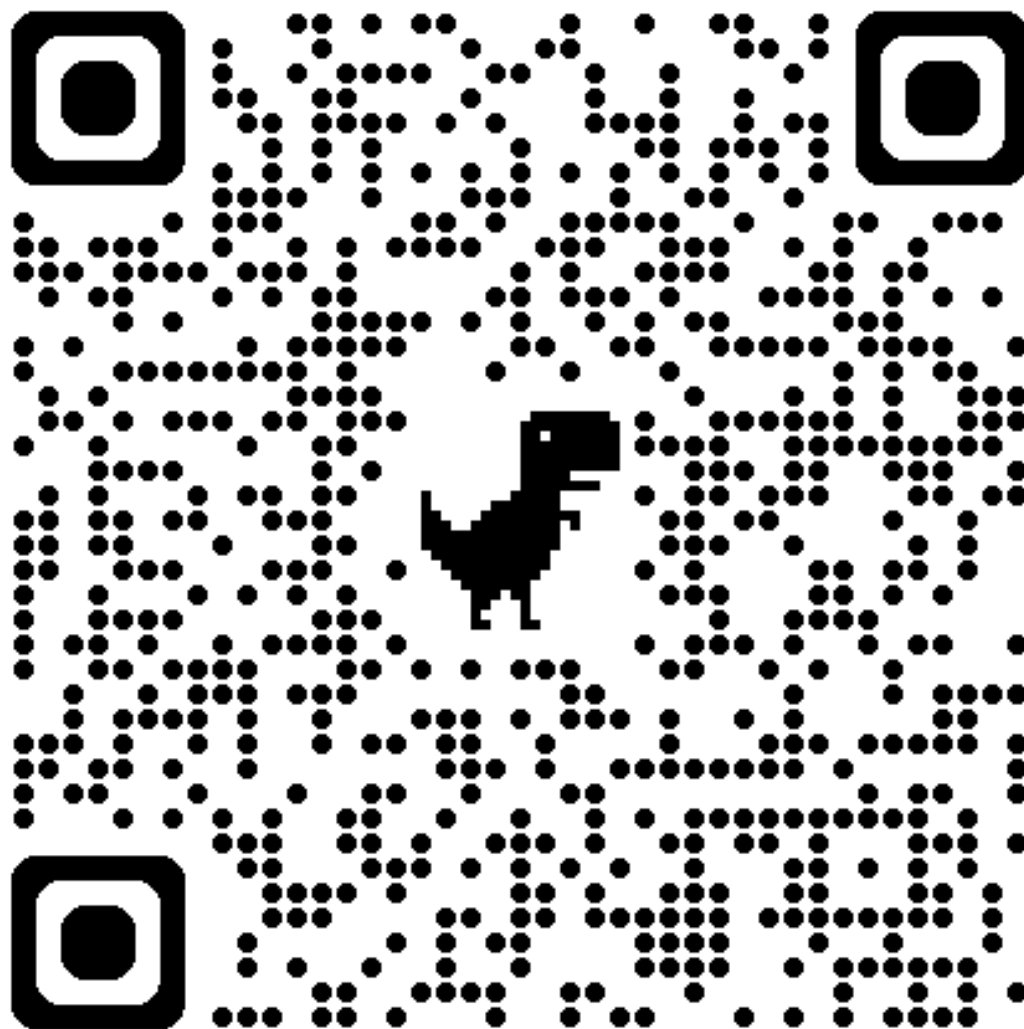


Se desarrolló adicionalmente una visualización audiovisual del sistema propuesta en esta investigación, con el objetivo de complementar la representación conceptual y facilitar la interpretación general de la integración energética del sistema solar-geotérmico.

El video correspondiente puede consultarse en:

<https://youtu.be/fcjFHp0LdL0>

El recorrido virtual 360° puede consultarse mediante el siguiente código QR o contactar al autor:



D: Productos obtenidos

Publicación	Captura de H ₂ S en plantas geotérmicas: un enfoque experimental para la reducción de emisiones atmosféricas.	 Memorias del XXV Congreso Actual – Geomexico, Morelia, 22 y 23 de mayo de 2025
Journal	Revista Mexicana de Geoenergía	
e-ISSN	0186-5897	
URL	Link	
Año	2025	
Publicación	Performance assesment of a solar cooling system for an office building in Mexico	 TECNOLOGÍA Y CIENCIA APLICADA
Journal	Tecnología y Ciencia Aplicada	
e-ISSN	2992-8338	
URL	Link	
Año	2025	

E: Código numérico en EES del SSG

\$UnitSystem SI K kPa mass

"SISTEMA SOLAR GEOTERMICO"

"AUTORES:ELEAZAR AGUILAR-ARIEL FRANCISCO "

T[0]=308.15 [K]

x[0]=0

P[0]=101.325 [kPa]

h[0]=enthalpy(Water, T=T[0], x=x[0])

s[0]=entropy(Water, T=T[0], P=P[0])

"Intercambiador de calor"

T[3]=362.94 [K] "Inlet"

T[4]=365.56 [K] "Outlet"

m_dot[3]=0.093 [kg/s]

m_dot[4]=0.093 [kg/s]

P[3]=pressure(Water, T=T[3], x=x[3])

x[3]=0

P[4]=pressure(Water, T=T[4], x=x[4])

x[4]=0

h[3]=enthalpy(Water, T=T[3], x=x[3])

h[4]=enthalpy(Water, T=T[4], x=x[4])

"Intecambiador-Geotermia"

T[1]=407.7 [K] "Inlet"

T[2]=407.7 [K] "Outlet"
m_dot[1]=0.427 [kg/s]
m_dot[2]=0.427 [kg/s]

P[1]=pressure(Water, T=T[1], x=x[1])
x[1]=0.1
P[2]=pressure(Water, T=T[2], x=x[2])
x[2]=0.1
h[1]=566.2 [kJ/kg]
h[2]=566 [kJ/kg]

"Balance masico-energetico"

{m_dot[1]*h[1]+m_dot[3]*h[3]=m_dot[2]*h[2]+m_dot[4]*h[4]}

E[1]=m_dot[1]*h[1]
E[2]=m_dot[2]*h[2]
E[3]=m_dot[3]*h[3]
E[4]=m_dot[4]*h[4]

s[1]=1.68 [kJ/kg K]
s[2]=1.68 [kJ/kg K]
s[3]=entropy(Water, T=T[3], x=x[3])
s[4]=entropy(Water, T=T[4], x=x[4])

phi[1]=67.69 [kJ/kg]
phi[2]=67.69 [kJ/kg]
phi[3]=(h[3]-h[0])-T[0]*(s[3]-s[0])
phi[4]=(h[4]-h[0])-T[0]*(s[4]-s[0])

Ex[1]=87122 [kJ/s]
Ex[2]=86863 [kJ/s]
Ex[3]=m_dot[3]*phi[3]
Ex[4]=m_dot[4]*phi[4]

P_dot_shx=m_dot[4]*phi[4]-m_dot[3]*phi[3]
F_dot_shx=m_dot[1]*phi[1]+m_dot[3]*phi[3]

Eff1_ex_shx=P_dot_shx/F_dot_shx
Destruccion_Ex_shx=F_dot_shx-P_dot_shx

"Colector"

T[5]=365.24 [K] "Inlet"
T[6]=368.71 [K] "Outlet"
m_dot[5]=0.208 [kg/s]
m_dot[6]=0.208 [kg/s]

P[5]=pressure(Water, T=T[5], x=x[5])
x[5]=0
P[6]=pressure(Water, T=T[6], x=x[6])
x[6]=0.1
h[5]=enthalpy(Water, T=T[5], x=x[5])
h[6]=enthalpy(Water, T=T[6], x=x[6])

E[5]=m_dot[5]*h[5]
E[6]=m_dot[6]*h[6]

s[5]=entropy(Water, T=T[5], x=x[5])

```

s[6]=entropy(Water, T=T[6], x=x[6])

phi[5]=(h[5]-h[0])-T[0]*(s[5]-s[0])
phi[6]=(h[6]-h[0])-T[0]*(s[6]-s[0])

Ex[5]=m_dot[5]*phi[5]
Ex[6]=m_dot[6]*phi[6]

P_dot_col=m_dot[5]*phi[5]
F_dot_col=m_dot[6]*phi[6]

Eff1_ex_col=P_dot_col/F_dot_col
Destruccion_Ex_col=F_dot_col-P_dot_col

```

"Tanque estratificado-I"

```

T[7]=368.71 [K] "Inlet"
T[8]=362.60 [K] "Outlet"
m_dot[7]=0.208 [kg/s]
m_dot[8]=0.208 [kg/s]

P[7]=pressure(Water, T=T[7], x=x[7])
x[7]=0
P[8]=pressure(Water, T=T[8], x=x[8])
x[8]=0.1
h[7]=enthalpy(Water, T=T[7], x=x[7])
h[8]=enthalpy(Water, T=T[8], x=x[8])

E[7]=m_dot[7]*h[7]
E[8]=m_dot[8]*h[8]

s[7]=entropy(Water, T=T[7], x=x[7])
s[8]=entropy(Water, T=T[8], x=x[8])

phi[7]=(h[7]-h[0])-T[0]*(s[7]-s[0])
phi[8]=(h[8]-h[0])-T[0]*(s[8]-s[0])

Ex[7]=m_dot[7]*phi[7]
Ex[8]=m_dot[8]*phi[8]

```

"Tanque estratificado-II"

```

T[9]=368.71 [K] "Inlet"
T[10]=362.60 [K] "Outlet"
m_dot[9]=0.208 [kg/s]
m_dot[10]=0.208 [kg/s]

P[9]=pressure(Water, T=T[9], x=x[9])
x[9]=0
P[10]=pressure(Water, T=T[10], x=x[10])
x[10]=0
h[9]=enthalpy(Water, T=T[9], x=x[9])
h[10]=enthalpy(Water, T=T[10], x=x[10])

E[9]=m_dot[9]*h[9]
E[10]=m_dot[10]*h[10]

```

```

s[9]=entropy(Water, T=T[9], x=x[9])
s[10]=entropy(Water, T=T[10], x=x[10])

phi[9]=(h[9]-h[0])-T[0]*(s[9]-s[0])
phi[10]=(h[10]-h[0])-T[0]*(s[10]-s[0])

Ex[9]=m_dot[9]*phi[9]
Ex[10]=m_dot[10]*phi[10]

P_dot_tank1=m_dot[9]*phi[9]-m_dot[10]*phi[10]
F_dot_tank1=m_dot[7]*phi[7]+m_dot[9]*phi[9]

Eff1_ex_tank1=P_dot_tank1/F_dot_tank1
Destruccion_Ex_tank1=F_dot_tank1-P_dot_tank1

"Bomba de agua"
T[11]=362.60 [K] "Inlet"
T[12]=362.59 [K] "Outlet"
m_dot[11]=0.208 [kg/s]
m_dot[12]=0.208 [kg/s]

P[11]=pressure(Water, T=T[11], x=x[11])
x[11]=0
P[12]=pressure(Water, T=T[12], x=x[12])
x[12]=0
h[11]=enthalpy(Water, T=T[11], x=x[11])
h[12]=enthalpy(Water, T=T[12], x=x[12])

E[11]=m_dot[11]*h[11]
E[12]=m_dot[12]*h[12]

s[11]=entropy(Water, T=T[11], x=x[12])
s[12]=entropy(Water, T=T[12], x=x[12])

phi[11]=(h[11]-h[0])-T[0]*(s[11]-s[0])
phi[12]=(h[12]-h[0])-T[0]*(s[12]-s[0])

Ex[11]=m_dot[11]*phi[11]
Ex[12]=m_dot[12]*phi[12]

P_dot_bomba1=m_dot[12]*phi[12]
F_dot_bomba1=m_dot[11]*phi[11]

Eff1_ex_bomba1=P_dot_bomba1/F_dot_bomba1
Destruccion_Ex_bomba1=F_dot_bomba1-P_dot_bomba1

"Bomba de agua2"
T[13]=362.60 [K] "Inlet"
T[14]=361.24 [K] "Outlet"
m_dot[13]=0.093 [kg/s]
m_dot[14]=0.093 [kg/s]

P[13]=pressure(Water, T=T[13], x=x[13])
x[13]=0
P[14]=pressure(Water, T=T[14], x=x[14])

```

```

x[14]=0
h[13]=enthalpy(Water,T=T[13],x=x[13])
h[14]=enthalpy(Water,T=T[14],x=x[14])

E[13]=m_dot[13]*h[13]
E[14]=m_dot[14]*h[14]

s[13]=entropy(Water,T=T[13],x=x[13])
s[14]=entropy(Water,T=T[14],x=x[14])

phi[13]=(h[13]-h[0])-T[0]*(s[13]-s[0])
phi[14]=(h[14]-h[0])-T[0]*(s[14]-s[0])

Ex[13]=m_dot[13]*phi[13]
Ex[14]=m_dot[14]*phi[14]

P_dot_bomba2=m_dot[14]*phi[14]
F_dot_bomba2=m_dot[13]*phi[13]

Eff1_ex_bomba2=P_dot_bomba2/F_dot_bomba2
Destruccion_Ex_bomba2=F_dot_bomba2-P_dot_bomba2

"Chiller por absorción"
T[15]=361.24 [K] "Inlet"
T[16]=359.56 [K] "Outlet"
m_dot[15]=0.093 [kg/s]
m_dot[16]=0.093 [kg/s]

T[17]=290.27 [K] "Inlet"
T[18]=292.83 [K] "Outlet"
m_dot[17]=0.355 [kg/s]
m_dot[18]=0.355 [kg/s]

P[15]=pressure(Water,T=T[15],x=x[15])
x[15]=0
P[16]=pressure(Water,T=T[16],x=x[16])
x[16]=0
h[15]=enthalpy(Water,T=T[15],x=x[15])
h[16]=enthalpy(Water,T=T[16],x=x[16])

P[17]=pressure(Water,T=T[17],x=x[17])
x[17]=0
P[18]=pressure(Water,T=T[18],x=x[18])
x[18]=0
h[17]=enthalpy(Water,T=T[17],x=x[17])
h[18]=enthalpy(Water,T=T[18],x=x[18])

E[15]=m_dot[15]*h[15]
E[16]=m_dot[16]*h[16]
E[17]=m_dot[17]*h[17]
E[18]=m_dot[18]*h[18]

s[15]=entropy(Water,T=T[15],x=x[15])
s[16]=entropy(Water,T=T[16],x=x[16])
s[17]=entropy(Water,T=T[17],x=x[17])
s[18]=entropy(Water,T=T[18],x=x[18])

```

```
phi[15]=(h[15]-h[0])-T[0]*(s[15]-s[0])
phi[16]=(h[16]-h[0])-T[0]*(s[16]-s[0])
phi[17]=(h[17]-h[0])-T[0]*(s[17]-s[0])
phi[18]=(h[18]-h[0])-T[0]*(s[18]-s[0])
```

```
Ex[15]=m_dot[15]*phi[15]
Ex[16]=m_dot[16]*phi[16]
Ex[17]=m_dot[17]*phi[17]
Ex[18]=m_dot[18]*phi[18]
```

```
P_dot_chiller=m_dot[16]*phi[16]+m_dot[18]*phi[18]
F_dot_chiller=m_dot[17]*phi[17]+m_dot[15]*phi[15]
```

```
Eff1_ex_chiller=P_dot_chiller/F_dot_chiller
Destruccion_Ex_chiller=F_dot_chiller-P_dot_chiller
```

```
Eff_Ex_global=(P_dot_shx+P_dot_col+P_dot_tank1+P_dot_bomba1+P_dot_bomba2+P_dot_chiller)/(
F_dot_shx+F_dot_col+F_dot_tank1+F_dot_bomba1+F_dot_bomba2+F_dot_chiller)
```

Bibliografía

- Abugabbara, M., Javed, S., & Johansson, D. (2022). A simulation model for the design and analysis of district systems with simultaneous heating and cooling demands. *Energy*, 261, 125245. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125245>
- Alirahmi, S. M., Dabbagh, S. R., Ahmadi, P., & Wongwises, S. (2020). Multi-objective design optimization of a multi-generation energy system based on geothermal and solar energy. *Energy Conversion and Management*, 205, 112426. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112426>
- Ansari, S. A., Kazim, M., Khaliq, M. A., & Ratlamwala, T. A. H. (2020). Thermal analysis of multigeneration system using geothermal energy as its main power source. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(6), 4724–4738. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.04.171>
- ASHRAE. (2013). *ASHRAE handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Bejan, A. (2016). *Advanced engineering thermodynamics* (4th ed.). Wiley.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1996). *Thermal design and optimization*. Wiley.
- Bejarano, G., Suffo, J. J., Vargas, M., & Ortega, M. G. (2018). Novel scheme for a PCM-based cold energy storage system: Design, modelling, and simulation. *Applied Thermal Engineering*, 132, 256–274. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.088>
- Bertani, R. (2022). *Geothermal power generation in the world 2015–2020 update report*. Geothermics, 100, 102388.
- Bilardo, M., Sandrone, F., Zanzottera, G., & Fabrizio, E. (2021). Modelling a fifth-generation bidirectional low temperature district heating and cooling network. *Energy Reports*, 7, 8390–8405. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.04.054>
- Bloomquist, R. G. (2000). Geothermal district energy system analysis, design, and development. *World Geothermal Congress*.
- Buffa, S., Cozzini, M., Antoni, M. D., Baratieri, M., & Fedrizzi, R. (2019). 5th generation district heating and cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104, 504–522. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>

- Calise, F., Cappiello, F. L., Dentice d'Accadia, M., & Vicidomini, M. (2021). Thermo-economic optimization of a novel hybrid renewable trigeneration plant. *Renewable Energy*, 175, 532–549. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.04.069>
- Calise, F., Dentice d'Accadia, M., MacAluso, A., Piacentino, A., & Vanoli, L. (2016). Exergetic and exergoeconomic analysis of a novel hybrid solar–geothermal polygeneration system. *Energy Conversion and Management*, 115, 200–220. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.029>
- Carotenuto, A., Figaj, R. D., & Vanoli, L. (2017). A novel solar–geothermal district heating and cooling system. *Energy*, 141, 2652–2669. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.084>
- Cascetta, F., Cirillo, L., Nardini, S., & Vigna, S. (2018). Transient simulation of a solar cooling system. *Energy Procedia*, 148, 328–335. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.085>
- Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica (CEMIE-Geo). (2019). *Geotermia en México*. <https://cemiegeo.org/index.php/geotermia-en-mexico>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An engineering approach* (8th ed.). McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2020). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications* (6th ed.). McGraw-Hill.
- Chaiyat, N. (2021). Energy, exergy and economic analyses of renewable-based cooling systems: A review. *Energy Reports*, 7, 5843–5862.
- Chidire, A., Irrgang, L., Schifflechner, C., Massier, T., & Romagnoli, A. (2025). Techno-environmental assessment of geothermal-driven combined cooling and power production. *Renewable Energy*, 248, 122944. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.122944>
- Christodoulaki, R., et al. (2023). On the design of a solar heat storage tank at 120 °C. *International Journal of Sustainable Energy*, 42(1), 1278–1296.
- DeLovato, N., et al. (2019). A review of heat recovery applications for solar and geothermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, 109329.
- Dickson, M. H., & Fanelli, M. (2004). *Geothermal energy: Utilization and technology*. UNESCO.

- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2013). *Exergy: Energy, environment and sustainable development* (2nd ed.). Elsevier.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes* (4th ed.). Wiley.
- El-Emam, R. S., & Dincer, I. (2018). Investigation of a novel solar-driven integrated energy system. *Energy Conversion and Management*, 158, 246–255.
- Ember. (2025). Mexico: Electricity generation and emissions profile. <https://ember-energy.org/countries-and-regions/mexico/>
- Eveloy, V., & Ayou, D. (2019). Sustainable district cooling systems. *Energies*, 12, 235.
- Ezzat, M. F., & Dincer, I. (2016). Energy and exergy analyses of a new geothermal–solar energy system. *Solar Energy*, 134, 95–106.
- Galindo-Luna, Y. R., et al. (2018). Hybrid solar–geothermal absorption air-conditioning system. *Energies*, 11(5), 1268.
- Hinkelman, K., et al. (2022). Modelica-based modeling of district cooling systems. *Applied Energy*.
- Hirsch, H., & Nicolai, A. (2022). Numerical modelling of large 5GDHC networks. *Energy*, 255, 124485.
- Huang, Z., Wang, X., Chen, W., Islam, M. R., & Chua, K. J. (2025). Empowering deep urban decarbonization through smart and renewable district cooling. *Sustainable Cities and Society*, 106488.
- Inayat, A., & Raza, M. (2019). District cooling via renewable energy sources. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 107, 360–373.
- Islam, S., & Dincer, I. (2017). Combined solar and geothermal multigeneration system. *Solar Energy*, 147, 328–343.
- Jangsten, M., Lindholm, T., & Dalenbäck, J. O. (2022). District cooling substation design and return temperature optimization. *Energy*.
- Jannatabadi, M., Rahbari, H. R., & Arabkoohsar, A. (2020). Techno-economic analysis of district cooling systems. *Energy*.

- Karim, A., Burnett, A., & Fawzia, S. (2018). Stratified thermal storage tank performance. *Energies*, 11(5), 1049.
- Kays, W. M., & London, A. L. (2000). *Compact heat exchangers* (3rd ed.). McGraw-Hill.
- Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworth-Heinemann.
- Lahoud, C., et al. (2021). Single-effect solar absorption chillers review. *Energy Reports*, 7, 12–22.
- Li, T., Xu, Y., Wang, J., Kong, X., & Zhu, J. (2018). Poly-generation system driven by geothermal water. *Geothermics*, 76, 242–252.
- Lopez-Pascual, D., et al. (2022). Experimental geothermal cooling system for PV enhancement. *Energy Reports*, 8, 756–763.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2018). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (9th ed.). Wiley.
- Oh, H., et al. (2024). Techno-economic feasibility of geothermal energy using inactive oil wells. *Energy Conversion and Management*, 308, 118390.
- Romanov, D., & Leiss, B. (2022). Geothermal energy at different depths for district heating and cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 167, 112727.
- Santamouris, M. (2016). Cooling the buildings – Past, present and future. *Energy and Buildings*, 128, 617–638.
- Secretaría de Energía (SENER). (2021). *Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional 2020–2034 (PRODESEN)*. Gobierno de México.
- Schmidt, D. M. (2021). Digitalization of district heating and cooling systems. *Energy Reports*, 7, 458–464.
- Soomro, A. A., et al. (2018). Modelling techniques in stratified thermal storage. *MATEC Web of Conferences*, 225, 01015.
- Thermal Energy System Specialists (TESS), Solar Energy Laboratory (SEL), TRANSSOLAR, & CSTB. (2018). *TRNSYS 18: Mathematical Reference (Vol. 4)*. Madison, WI.

- Yao, S., Wu, J., & Qadrdan, M. (2024). State-of-the-art analysis of 4th/5th generation district heating and cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- Yilmaz, C. (2017). Thermodynamic and economic investigation of geothermal absorption cooling system. *Geothermics*, 70, 239–248.
- Yilmaz, F. (2021). Performance and environmental assessment of geothermal multigeneration plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101291.