



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Diseño y estudio de un sistema de
acondicionamiento térmico para una
edificación en México usando energía
geotérmica (District Cooling)

presentada por

M.C. Ariel Francisco Hernandez

como requisito para la obtención del grado de

Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Directora de tesis

Dra. Sara Lilia Moya Acosta

Codirector de tesis

Dr. Alfonso Aragón Aguilar

Cuernavaca, Morelos, México. septiembre de 2025.



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLOGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 20/agosto/2025

Oficio No. SAC/202/2025

Asunto: Autorización de impresión de tesis

ARIEL FRANCISCO HERNANDEZ
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR 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 de acondicionamiento térmico para una edificación en México usando energía geotérmica (distric cooling)"**, 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.

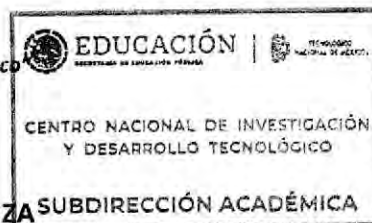
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

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



2025
Año de
La Mujer
Indígena

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

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico





Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., a 15 de agosto de 2025

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

AT'n: DR. MIGUEL ANGEL CHAGOLLA ARANDA
PRESIDENTE DEL CLAUSTRO DOCTORAL
DEL DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del estudiante **Ariel Francisco Hernandez** manifiestan que después de haber revisado el documento de tesis titulado **"Diseño y estudio de un sistema de acondicionamiento térmico para una edificación en México usando energía geotérmica (distric cooling)"** realizado bajo la dirección de la Dra. Sara Lilia Moya Acosta y la Codirección del Dr. Alfonso Aragón Aguilar el trabajo se ACEPTA para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE



DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
CENIDET



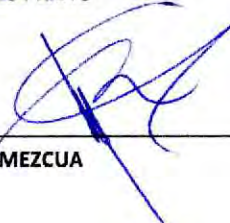
DR. ALFONSO ARAGÓN AGUILAR



DR. JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO
CENIDET



DR. EFRAÍN SIMA MOO
CENIDET



DR. RAFAEL CAMPOS AMEZCUA
CENIDET



DR. VLADIMIR ARTURO REYES HERRERA

c.c.p: Mtra. Verónica Sotelo Boyas, Jefa del Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza, Subdirector Académico
c.c.p: Expediente



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1421,
e-mail: dlim@cenidet.tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico



Dedicatoria

A Dios, a mi esposa Daniela y a mis padres

Agradecimientos

En esta sección, me permito expresar mis más sinceros agradecimientos a todas las personas que han contribuido a lo largo de mi vida y durante este proceso de formación:

A mis padres: Daniel y Mariela

Su guía, consejos y apoyo incondicional-emocional, económico y, sobre todo, intelectual han sido fundamentales en cada etapa de mi formación. Sin ustedes, este camino no habría sido posible. Son mi mayor ejemplo de integridad y perseverancia. Agradezco profundamente su esfuerzo incansable y la fortaleza con la que han afrontado cada desafío, enseñándome el verdadero significado de la dedicación, el amor inquebrantable y la sabiduría para enfrentar la vida con determinación y honor.

A mi esposa: Daniela

Por su apoyo inquebrantable y por ser el pilar de nuestra unión, facilitando el desarrollo de una inteligencia emocional alineada con nuestros ideales en común. Gracias por estar a mi lado durante más de 12 años, compartiendo sueños, retos y triunfos, siendo mi compañera incondicional en cada paso de este camino. Tu amor, paciencia y fortaleza han sido un refugio en los momentos difíciles y una fuente constante de inspiración. Eres mi mayor motivación para seguir creciendo, aprendiendo y construyendo juntos el futuro que anhelamos.

A mis hermanos: Daniel, Persis, Jonathan y Osiris

Por brindarme, no solo momentos de distracción y diversión, sino también por compartir sus experiencias en la industria, las cuales me han enseñado lecciones valiosas sobre paciencia, tolerancia y la coordinación necesaria en la búsqueda de nuevas oportunidades laborales. Gracias a su guía, comprendí mejor la dinámica de la subordinación en áreas clave como ventas, desarrollo tecnológico y sociedad. Su apoyo constante y su crecimiento paralelo al mío han sido pilares fundamentales en mi camino, y sin su cariño, este logro no sería posible.

A la Dra. Sara

Por enseñarme la importancia de la ética en la presentación de resultados, así como por su invaluable influencia, recursos y meticulosa atención al detalle. Durante estos seis años de posgrado, me ha brindado su apoyo y guía, acogéndome en este proceso de formación académica y profesional. Su compromiso con el impulso de nuevos investigadores y la transición generacional ha sido una inspiración constante. Como mi directora de tesis desde la maestría hasta hoy en el doctorado, su orientación ha sido fundamental en mi desarrollo. Sin duda, aplicaré todo lo aprendido para afrontar con mayor preparación y resiliencia los desafíos futuros, con el firme propósito de continuar creciendo académica y profesionalmente, aspirando a alcanzar e incluso superar el nivel de excelencia que ella representa.

Al Dr. Alfonso Aragón Aguilar

Por su invaluable apoyo, experiencia y guía a lo largo de estos años. Desde mis residencias profesionales durante la licenciatura hasta la presentación de mi examen de grado doctoral, su respaldo ha sido fundamental en mi formación académica y profesional. Aprecio profundamente sus consejos, la generosidad con la que compartió sus conocimientos y recursos, así como su constante motivación, que hicieron posible la publicación de los resultados de esta investigación. Han sido ocho años de aprendizaje y amistad, por lo cual le estaré siempre agradecido.

A mis revisores:

Dr. Efraín Sima Moo, Dr. José Jasson Flores Prieto, Dr. Rafael Campos Amezcua y Dr. Vladimir Reyes. Aprecio sus acertados y rigurosos comentarios, los cuales contribuyeron a fortalecer mi carácter, control y capacidad de ejecución en el desarrollo de la investigación.

A Dios y a la Virgen

Si bien mi formación académica me ha orientado hacia el método científico y tiendo a asociar la fe con la creencia en una deidad, el fortalecimiento de esta última se ha convertido en un pilar que, más allá de la razón, me brinda paz y equilibrio en las circunstancias que enfrento.

A la SECIHTI

Por su apoyo financiero, cuya inversión se verá multiplicada en beneficio del progreso y la prosperidad de este país.

Al CENIDET/TecNM

Por su generosidad, hospitalidad y apoyo en la ejecución del proyecto, siendo un referente en la formación de investigadores de alto nivel.

Al departamento de ingeniería mecánica del CENIDET/TecNM

Agradezco profundamente sus atenciones y su compromiso con la promoción de una sana convivencia. De manera especial, extendiendo mi reconocimiento a la Sra. Rocío, a la Mtra. Patricia y al Dr. Andrés, por el valioso apoyo brindado en el desarrollo de mis actividades y en la gestión de mis trámites escolares.

Al Ing. Emilio Matuz

Por su colaboración, su deseo de impulsar el progreso nacional y su hospitalidad durante mi estancia en Cerro Prieto I, CFE.

Al Dr. Abelardo

Por recibirme en la UPBC y colaborar con nosotros en la investigación.

Al M.C. Vicente Torres Luna, M.A. Ismael González Reyes y M.I. Santiago Marquina

Por su amistad y sus valiosos consejos sobre su experiencia en la industria.

A mis amigos:

Ofir, Edson, Misael, Luis Guillermo, Josafat, Erick, Eleazar.

Contenido

Índice de figuras.....	iv
Índice de tablas	v
Nomenclatura.....	vi
Resumen.....	xiii
Capítulo 1: Introducción	1
1.1.Estado del arte	2
1.1.1.Crecimiento del sector de la construcción y auge de los sistemas de distrito de enfriamiento (DCS)	2
1.1.2.Avances tecnológicos y consideraciones geográficas	3
1.1.3.Integración con tecnologías de energía renovable y perspectivas históricas.....	4
1.1.4.Evolución histórica y panorama actual	5
1.1.5.Avances recientes y líneas potenciales de investigación en DCS	6
1.1.6.Avances en enfriadores por absorción y soluciones de refrigeración sostenibles	13
1.1.7.Refrigeración asistida por energía geotérmica.....	15
1.1.8.Refrigeración asistida por energía solar.....	23
1.1.9.Refrigeración asistida por energía solar y energía geotérmica.....	29
1.2.Conclusiones del estado del arte.....	34
1.3.Justificación del estudio	37
1.4.Planteamiento del problema	39
1.5.Objetivos de la investigación.....	39
1.5.1.Objetivo general	39
1.5.2.Objetivos específicos.....	39
1.5.3.Alcances y limitaciones del estudio.....	39
1.6.Metodología general.....	39
1.7.Estructura de la tesis.....	41
Capítulo 2:Marco Teórico	42
2.1.Fundamentos de energía geotérmica y climatización	43
2.1.1.Principios de energía geotérmica	43
2.1.2.Sistemas de climatización y DCS	44
2.1.3.Parámetros de confort térmico y ventilación	47
2.2.Estimación de ganancias de calor sensible	47
2.3.Estimación de ganancia de calor latente.....	48
2.4.Estimación de resistencias térmicas en la red fría	48
2.5.Estimación de pérdidas hidráulicas	49
2.6.Modelación CFD.....	50
2.6.1.Ecuaciones gobernantes.....	50
2.6.2.Generalidades de la turbulencia.....	51
2.6.3.Ecuaciones RANS	53
2.6.4.Modelo k-epsilon estándar ($k - \epsilon$ estándar)	54
2.6.5.Consideraciones térmicas del subsuelo.....	55

2.7.Mallado CFD.....	56
2.7.1.Índice de convergencia de malla (GCI)	56
2.8.Modelación en estado permanente del GDCS	58
2.8.1.Balance de masa y energía.....	58
2.8.2.Balance económico.....	60
2.8.3.Análisis ambiental	61
2.8.4.Modelo 4E	61
2.9.Modelación transitoria de GDCS	62
2.10.Estadística comparativa.....	65
2.10.1.MAE – Mean Absolute Error (error medio absoluto)	65
2.10.2.RMSE – Root Mean Square Error (raíz del error cuadrático medio).....	66
2.10.3.MRE% – Mean Relative Error (error relativo medio en %)	66
2.10.4.Willmott d – Índice de Concordancia de Willmott	66
2.11.Modelos físicos.....	66
2.11.1.Cálculo de cargas térmicas.....	66
2.11.2.Red fría	71
2.11.3.Sistema GDCS en estado permanente.....	74
2.11.4.Sistema GDCS en estado transitorio.....	77
Capítulo 3:Edificio a climatizar, cálculo de cargas térmicas y diseño del GDCS	81
3.1. Caso de estudio	82
3.1.1.Condiciones climatológicas	84
3.1.2.Determinación de las cargas de refrigeración	85
3.1.2.Perfil horario y mensual de la carga de refrigeración	87
3.1.3.Descripción del sistema	88
3.1.4.Acoplamiento de la fuente térmica con el sistema por absorción	90
3.1.5.Selección del sistema de refrigeración de agua helada	93
3.1.6.Selección del tanque de almacenamiento térmico	94
3.1.7.Diseño de la red fría	94
3.2.Verificación y validación de resultados	97
3.2.1.Verificación CFD.....	97
3.2.2.Validación del estudio estacionario.....	98
3.2.3.Validación del estudio transitorio en TRNSYS.....	102
Capítulo 4:Estudios Paramétricos	105
4.1.Presentación de los Resultados.....	106
4.1.1.Simulación de la red fría mediante Ansys-Fluent	106
4.1.2.Análisis de GDCS en estado permanente mediante EES	110
4.1.3.Análisis del sistema de GDCS mediante TRNSYS	116
4.1.4.Análisis 4E	128
Capítulo 5: Discusión complementaria	138
5.1.Comparación con estudios previos	139

Capítulo 6:Conclusiones y recomendaciones	144
6.1.Conclusiones	145
6.1.1.Resumen de los hallazgos clave	146
6.1.2.Recomendaciones para trabajos futuros.....	147
Productos obtenidos	149
Apéndice	154
Referencias.....	162

Índice de figuras

Fig. 1	Número de publicaciones de los DC (Yao et al., 2024).	15
Fig. 2	Tendencias de publicaciones: a) refrigeración asistida por energía geotérmica y b) refrigeración asistida por energía solar.	35
Fig. 3	Tendencia de a) COP, b) capacidad de enfriamiento y c) eficiencia energética en sistemas de refrigeración que utilizan recuperación de calor de energía geotérmica, energía solar y poligeneración.	36
Fig. 4	Países líderes en generación eléctrica mediante energía geotérmica (IRENA, 2022)	38
Fig. 5	Metodología general de la investigación	40
Fig. 6	Planta geotermoeléctrica.	44
Fig. 7	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y dispositivos que lo usan.	45
Fig. 8	Ciclo de refrigeración por absorción simple efecto.	46
Fig. 9	Distrito de enfriamiento por compresión de vapor (ASHRAE, 2013).	47
Fig. 10	Modelo a) 3E y b) 4E.	61
Fig. 11	Metodología de cálculo de carga térmica por carga instantánea HVAC.	67
Fig. 12	Modelo físico y condiciones de frontera de la unidad administrativa.	68
Fig. 13	Modelo virtual en SketchUp18 considerando solo una zona térmica general.	69
Fig. 14	Modelo en TRNSYS18 para el cálculo de cargas térmicas.	70
Fig. 15	Modelo físico de la red fría: tubería de suministro de agua helada.	73
Fig. 16	Independencia de malla: a) Malla de 7.3×10^6 incluyendo estrato, tubería y fluido, b) ΔT del fluido del sistema y c) línea recta entre la capa límite y el fluido en el accesorio de la red fría.	73
Fig. 17	Modelo físico y condiciones de frontera del GDCS.	74
Fig. 18	Modelo físico en plataforma TRNSYS de GDCS.	77
Fig. 19	Diagrama de flujo de los elementos claves de GDCS involucrando sus variables.	82
Fig. 20	Distribución de las plantas geotérmicas del Campo Cerro Prieto, Mexicali, B.C (Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de generación, gerencia de proyectos geotermoeléctricos, 2010; DiPippo, 2012).	83
Fig. 21	Temperatura de bulbo seco y humedad relativa según un año típico en Mexicali, B.C., México (WinFinder, 2022; Worldweatheronline, 2022).	85
Fig. 22	Valores aproximados de carga de enfriamiento por unidad de área (ASHRAE, 2013).	86
Fig. 23	Modelo virtual de la unidad administrativa de Cerro Prieto I en SketchUp 18, así como su orientación en vista superior (Google Maps, n.d.).	86
Fig. 24	Modelo virtual en la plataforma de TRNSYS-Solar en la simulación de cargas térmicas.	87
Fig. 25	Cargas de refrigeración anual de la unidad administrativa considerando las horas térmicas más críticas (22 de julio a 18:00h).	88
Fig. 26	Diagrama de flujo termodinámico del distrito de enfriamiento geotérmico.	90
Fig. 27	Toma térmica propuesta del canal de distribución de las purgas de humedad.	90
Fig. 28	Zona de estudio y toma térmica propuesta de la Unidad 5.	92
Fig. 29	Mediciones térmicas del calor residual proveniente de los separadores de mediana y baja presión.	92
Fig. 30	Tanque de almacenamiento comercial de 100 m^3 de acuerdo con la demanda de refrigeración.	94
Fig. 31	Gradientes térmicos del campo geotérmico Cerro Prieto (Espinosa-Cardena y Campos-Enriquez, 2008).	96
Fig. 32	Comportamiento del subsuelo a 3 m usando TMY2 de Mexicali a través de TRNSYS-Solar.	96
Fig. 33	Diseño de red fría efectuado para las instalaciones de la Universidad de Petróleo de India (Thakar et al., 2021).	97
Fig. 34	Comparación de los resultados de la velocidad horizontal entre el presente estudio y los reportados por Nielsen (1990) en diferentes ubicaciones: (a) la malla, (b) velocidad horizontal en $x = 1.0^*$, y (c) velocidad horizontal en $x = 2.0^*$.	98
Fig. 35	Resultados de la simulación de la fuente térmica a través de EES.	99
Fig. 36	Contraste de resultados obtenidos por código propio vs resultados de (Ozcan et al., 2019).	101
Fig. 37	Modelo del sistema solar de refrigeración de Chen et al. (2017).	103
Fig. 38	Configuración propia en TRNSYS para la validación del estudio de Chen et al. (2017).	103
Fig. 39	Resultados del estudio dinámico contrastados con los resultados reportados por Chen et al. (2017).	104
Fig. 40	Campo de temperaturas en los planos verticales perpendicular y paralela a la tubería.	108
Fig. 41	Comportamiento térmico del fluido en la red fría bajo diferentes condiciones de frontera.	108
Fig. 42	Comportamiento de la red fría con relación al calor específico y el coeficiente global de transferencia de calor.	110
Fig. 43	Sección de intercambiador tierra-agua y edificio del GDCS.	111
Fig. 44	Variación del COP y eficiencia exergética del sistema con variaciones en la temperatura de la fuente térmica.	115
Fig. 45	Variación de las eficiencias energéticas y exergética del sistema con variaciones en la temperatura de la fuente térmica.	115
Fig. 46	Destrucción exergética de los componentes principales del GDCS.	116
Fig. 47	Diseño del GDCS en TRNSYS.	117
Fig. 48	Análisis dinámico de las temperaturas del GDCS durante el 22 de julio mediante TRNSYS.	118
Fig. 49	Comportamiento del “chiller” por absorción bajo condiciones de operación en día típico.	119
Fig. 50	Comportamiento térmico del tanque térmico en un día típico.	120
Fig. 51	Perfil horario de operación de las torres de enfriamiento en un día típico.	121
Fig. 52	Análisis del GDCS en condiciones de verano (20 de junio al 22 de septiembre).	122
Fig. 53	Comportamiento del tanque de almacenamiento térmico en condiciones de verano.	123
Fig. 54	Comportamiento de la torre de refrigeración en condiciones de verano.	124
Fig. 55	Análisis anual del GDCS.	125
Fig. 56	Comportamiento anual del tanque de almacenamiento térmico.	126
Fig. 57	Comportamiento anual de la torre de refrigeración.	126
Fig. 58	Rentabilidad del proyecto bajo dos escenarios: a) tarifa alta y b) tarifa baja.	134
Fig. 59	Comparación del a) COP, b) capacidad de refrigeración y c) eficiencia exergética del GDCS con estudios de referencia.	140
Fig. 60	Comparación internacional sobre viabilidad económica del GDCS.	141
Fig. 61	Impacto de la huella de carbono del GDCS.	142
Fig. 62	Comparación de los valores del Índice de Sustentabilidad (IS) normalizados en dos escalas de referencia empleadas en la literatura (0–2.5 y 0–1).	142

Índice de Tablas

Tabla 1. Refrigeración asistida por energía geotérmica.	18
Tabla 2. Refrigeración de alimentos asistida por energía geotérmica.	19
Tabla 3. Refrigeración de espacios asistido por energía geotérmica.	20
Tabla 4. Refrigeración como producto de la poligeneración en plantas geotérmicas.	22
Tabla 5. Refrigeración asistida por energía solar.	28
Tabla 6. Estudios de refrigeración como subproducto de la poligeneración.	32
Tabla 7. Contraste de estudios que utilizan energías geotérmica y solar clasificadas por refrigerante.	33
Tabla 8. Propiedades físicas y térmicas del muro de la unidad administrativas (Circle, 2013).	68
Tabla 8. Cálculos realizados para estimar las incertidumbres de discretización entre las mallas gruesa, básica y fina.....	74
Tabla 10. Determinación de las cargas de refrigeración bajo diferentes metodologías.	87
Tabla 11. Características termodinámicas de la Unidad 5 de la Central Geotermoeléctrica Cerro Prieto I.....	91
Tabla 12. Resultados de las estimaciones del recurso térmico residual.....	93
Tabla 13. Características de diferentes “chillers” por absorción comerciales nacionales.	93
Tabla 14. Características de diferentes “chillers” por absorción comerciales internacionales.....	93
Tabla 15. Valores de conductividad térmica del suelo acorde con el nivel de agua saturada (ASHRAE, 2013).	95
Tabla 16. Comparación de datos experimentales y numéricos del ciclo del calor residual.....	100
Tabla 17. Contraste de la verificación del ciclo de refrigeración por absorción.	101
Tabla 18. Condiciones de operación del sistema solar de enfriamiento (Chen et al., 2017).	102
Tabla 19. Propiedades termofísicas de los materiales usados en las simulaciones.	106
Tabla 20. Resultados de pérdidas hidráulicas para los diferentes materiales de tubería de la red fría	107
Tabla 21. Resultados obtenidos a través de EES considerando condiciones críticas de CPI para el acondicionamiento del edificio.....	111
Tabla 22. Destrucción de exergía de diferentes componentes del GDSC en condiciones de operación.	113
Tabla 23. Resumen de los componentes para el estudio de 4E.	128
Tabla 24. Consideraciones para el estudio económico del DCS.	131
Tabla 25. Costos de los componentes del GDSC.....	132
Tabla 26. Resultados del análisis económico del GDSC.	134
Tabla 27. Resultados del análisis ecológico del GDSC.	135
Tabla 28. Resultados de la evaluación del ciclo de vida de GDSC.	136

Nomenclatura

Simbología	Descripción	Unidades
A_{BM}	Área del material de construcción	m^2
A_p	Área transversal de la tubería	m^2
$A_{W\&R}$	Área del muro y techo	m^2
c_p	Capacidad calorífica específica	$J/kg\ K$
C_i	Capacidad térmica de cada estrato del tanque	J/K
C_1, C_2, C_3	Constantes del modelo k-ε	-
d	Profundidad de enterramiento hasta la línea central de la tubería	m
D	Diámetro de la tubería	m
e	Rugosidad superficial equivalente	m
$\dot{E}x_{des}$	Destrucción exergética	W
f	Factor de fricción	—
f_c	Fuerzas de cuerpo	N
f_{cor}	Factor de corrección	—
f_L	Factor de carga	—
f_{sol}	Fracción solar	%
g	Aceleración gravitacional	m/s^2
h	Entalpía	J/kg
h_L	Pérdida de carga	m
h_{we}	Calor latente de vaporización	kJ/kg
k	Conductividad térmica	$W/m\ K$
k_c	Energía cinética turbulenta	m^2/s^2
k_i	Conductividad térmica del material aislante	$W/m\ K$
k_j	Conductividad térmica del material del recubrimiento térmico	$W/m\ K$

k_L	Coeficiente de pérdidas menores de carga	m
k_p	Conductividad térmica de la tubería	$W/m\ K$
k_s	Conductividad térmica del suelo	$W/m\ K$
L	Longitud de la tubería	m
$\dot{m}$	Flujo másico general	kg/s
$\dot{m}_a$	Flujo volumétrico de aire requerido	m^3/s
$\dot{m}_{fr}$	Flujo másico de agua helada hacia el edificio	kg/s
$\dot{m}_g$	Flujo másico del fluido geotérmico	kg/s
$\dot{m}_{tan-gen}$	Flujo másico desde tanque al generador	kg/s
P	Presión	Pa
$\dot{P}$	Potencia exergética	W
P_k	Producción de energía turbulenta	W/m^3
P_M	Potencia nominal del motor	W
q	Tasa de transferencia de calor	W/m
$\dot{q}_w$	Flujo másico de agua helada	m^3/s
Q_{abs}	Calor absorbido en el absorbedor	W
Q_B	Ganancia de calor sensible de materiales internos del edificio	kW
$Q_{cooling}$	Capacidad de enfriamiento	TR
Q_{con}	Calor rechazado en el condensador	W
Q_{eva}	Calor absorbido en el evaporador	W
Q_{em}	Ganancia de calor sensible del motor del equipo	kW
Q_{gen}	Calor generado en el generador	W
Q_{OA}	Calor sensible del aire exterior	kW
Q_{rec}	Calor en el rectificador	W
$Q_{residual}$	Calor disponible de fuente geotérmica residual	W

$Q_{W\&R}$	Ganancia de calor sensible de muro y techo	kW
$\dot{Q}_{aux}$	Potencia del sistema auxiliar	W
$\dot{Q}_{cool}$	Potencia frigorífica instantánea del chiller	W
$\dot{Q}_{cond,i}$	Transferencia de calor por conducción a través de elementos constructivos	W
$\dot{Q}_{ed}$	Distribución de frío al edificio	W
$\dot{Q}_{gen,in}$	Calor suministrado al generador	W
$\dot{Q}_{HVAC}$	Carga de climatización requerida	W
$\dot{Q}_{int,I}$	Cargas internas por ocupación, iluminación y equipos	W
$\dot{Q}_{inter}$	Calor residual disponible en intercambiadores	W
$\dot{Q}_{perd,i}$	Pérdidas de calor de cada estrato del tanque	W
$\dot{Q}_{rad,j}$	Ganancia térmica por radiación solar	W
$\dot{Q}_{rej}$	Potencia de rechazo de la torre	W
$\dot{Q}_{vent/infil,k}$	Ganancia o pérdida de calor por ventilación e infiltración	W
r_i	Radio interior de la tubería	m
r_o	Radio exterior de la tubería o conducto	m
Re	Número de Reynolds	—
R_i	Resistencia térmica de la capa de aislamiento	mK/W
R_j	Resistencia térmica del material de la chaqueta	mK/W
R_p	Resistencia térmica de la pared de la tubería	mK/W
R_s	Resistencias térmicas del suelo	mK/W
R_T	Resistencia térmica total de la tubería correspondiente	mK/W
S_h	Fuente de energía	W/m^3
$\dot{S}$	Entropía	J/K

t	Espesor del aislamiento	m
T	Temperatura	$^{\circ}C$
T_{amb}	Temperatura ambiente	$^{\circ}C$
T_g	Temperatura del fluido geotérmico	$^{\circ}C$
T_i	Temperatura de cada estrato del tanque	$^{\circ}C$
T_{in-gen}	Temperatura de entrada al enfriador por absorción	$^{\circ}C$
$T_{out-eva}$	Temperatura de salida hacia el enfriador por absorción	$^{\circ}C$
T_{set}	Temperatura objetivo del setpoint	$^{\circ}C$
U	Velocidad de partícula/fluido	m/s
$\vec{U}$	Velocidad media	m/s
U_{eq}	Lógica de control (histéresis)	-
U_{red}	Coefficiente global de transferencia de calor de la red fría	W/m^2K
u'	Fluctuación turbulenta de velocidad	m/s
$u_{W\&R}$	Coefficiente global de transmisión de calor de muro y techo	W/m^2K
u_{BM}	Coefficiente global de transmisión de calor del material de construcción	W/m^2K
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
$\dot{V}_{aire}$	Caudal volumétrico de aire	m^3/s
$\dot{W}$	Trabajo exergético	kJ
$\dot{W}_{Bom-I}$	Potencia de la bomba I	W
$\dot{W}_{Bom-II}$	Potencia de la bomba II	W
$\dot{W}_{Bom-III}$	Potencia de la bomba III	W
ΔP	Caída total de presión	N/m^2
ΔT	Diferencial de temperatura equivalente neto	$^{\circ}C$
$\overline{\Delta T}$	Diferencial de temperatura equivalente	$^{\circ}C$

$\Delta T_{i/o}$	Diferencia de temperatura	$^{\circ}C$
ΔT_{DBTs}	Diferencia de temperatura entre el bulbo seco interior y exterior	$^{\circ}C$
$\Delta W_{i/o}$	Diferencia del radio de humedad	$kg\ water/kg\ dry\ air$

Simbología griega

α_{geo}	Disponibilidad de calor geotérmico	-
ε	Tasa de disipación de turbulencia	m^2/s^3
ε_{int}	Efectividad del intercambiador	-
Φ	Malla	-
φ	Escalar genérico	-
$\dot{\varphi}$	Flujo exergético	W
η_0	Eficiencia energética	%
η_M	Eficiencia del motor	—
μ	Viscosidad dinámica del agua helada	Ns/m^2
μ_t	Viscosidad turbulenta	$Pa \cdot s$
ρ_A	Densidad del aire	kg/m^3
ρ_w	Densidad del agua	kg/m^3
σ_{ε}	Número de Prandtl turbulento (ε)	-
σ_k	Número de Prandtl turbulento (k)	-
τ	Tensor de esfuerzos viscosos	Pa
τ_R	Tensor de esfuerzos de Reynolds	Pa
ψ_0	Eficiencia exergética	%
∇	Operador nabra	$1/m$
$\nabla \cdot$	Divergencia de vector o tensor	$1/m$
∇^2	Laplaciano (difusión)	$1/m^2$

Acrónimos

<i>AHT</i>	Transformadores térmicos por absorción
<i>ANN</i>	Red neuronal artificial
<i>CC</i>	Sistema de corriente continua
<i>CHP</i>	Planta de incineración de residuos de cogeneración
<i>COP</i>	Coeficiente de rendimiento
<i>CP</i>	Potencial de enfriamiento
<i>CPC</i>	Colector parabólico compuesto
<i>DCS</i>	Sistema de distrito de enfriamiento
<i>DH</i>	Distrito de calefacción
<i>DHC</i>	Distrito de calefacción y enfriamiento
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver
<i>EGS</i>	Sistema geotérmico mejorado
<i>EITS</i>	Almacenamiento térmico de hielo encapsulado
<i>ERC</i>	Ciclo de refrigeración por eyector
<i>ETC</i>	Colectores de tubos evacuados
<i>GDHC</i>	Generación de distrito de calefacción y refrigeración
<i>GDCS</i>	Sistema de distrito de enfriamiento geotérmico
<i>GOR</i>	Ciclo Goswami
<i>IEA</i>	Agencia Internacional de Energía
<i>KAC</i>	Ciclo Kalina
<i>LPG</i>	Gas licuado de petróleo
<i>MILP</i>	Programación lineal entera mixta
<i>OCFE</i>	Colocación ortogonal en elementos finitos
<i>ORC</i>	Ciclo Orgánico de Rankine
<i>PCM</i>	Material de cambio de fase

<i>PTC</i>	Colectores cilindro-parabólicos
<i>SACS</i>	Sistema de aire acondicionado solar
<i>TES</i>	Almacenamiento de energía térmica
<i>TR</i>	Toneladas de refrigeración
<i>TRNSYS</i>	Transient System Simulation Tool
<i>TSGA</i>	Absorción geotérmica en dos etapas
<i>VAM</i>	Máquinas de absorción por vapor
<i>VAR</i>	Sistema de refrigeración por absorción de vapor
<i>5GDHC</i>	Quinta generación de distrito de calefacción y refrigeración

Subíndices

<i>0</i>	Estado muerto
<i>eva</i>	Evaporador
<i>evain</i>	Entrada del evaporador
<i>evaout</i>	Salida del evaporador
<i>gen</i>	Generador
<i>geo</i>	Geotérmico
<i>in</i>	Entrada
<i>out</i>	Salida
<i>rev</i>	Reversible
<i>sys</i>	Sistema

Resumen

Este trabajo presenta el diseño, análisis y evaluación integral de un sistema de Distrito de Enfriamiento Geotérmico (GDCS, por sus siglas en inglés), alimentado por calor residual de la planta geotermoeléctrica Cerro Prieto I. La investigación, resultado de cuatro años de trabajo, tiene carácter conceptual-numérico y busca sentar bases para proyectos piloto en zonas con disponibilidad de calor residual geotérmico, industrial o solar.

La metodología se estructuró en seis etapas: (1) determinación de las cargas térmicas de una edificación de 754 m² ubicada en Cerro Prieto, (2) selección del intercambiador de calor para el acoplamiento fuente-chiller, (3) integración de un sistema de refrigeración por absorción NH₃-H₂O y tanque de almacenamiento térmico, (4) diseño de la red fría subterránea, modelada mediante dinámica de fluidos computacional (CFD), (5) simulaciones paramétricas en EES del sistema integral en estado permanente, (6) simulación dinámica del sistema completo en TRNSYS, y (7) un análisis 4E (energético, exergético, económico y ambiental) con criterios de factibilidad frente a sistemas de compresión convencionales.

Los resultados evidencian que el GDCS mantiene operación estable con suministro de 18–22 °C y capacidad de 111.6 kW. El COP promedio se situó en 0.12–0.15, en el límite inferior de la literatura, debido a pérdidas en el manifold, aunque suficiente para climatización de oficinas. A nivel de chiller, la eficiencia exergética fue del 13%, pero a nivel global ascendió a 97.9%, confirmando un aprovechamiento casi total del calor residual. Económicamente, la inversión inicial (155,288 USD) se recupera en 4.5–7.5 años, con una TIR de 15.3–24.5% y ahorros de 26,940–40,100 USD/año. Ambientalmente, se evita la emisión de ≈389.5 tCO₂-eq/año y la huella acumulada a 20 años es de 170 tCO₂-eq. El índice de sostenibilidad (0.76) se mantiene competitivo frente a valores internacionales, reforzando la pertinencia del sistema.

Se concluye que el GDCS propuesto es técnicamente viable, ambientalmente benéfico y económicamente rentable como proyecto piloto, destacando por optimizar el uso de calor residual de baja calidad y reducir la dependencia eléctrica en zonas áridas. El principal aporte de esta investigación es constituir la primera propuesta integral de un GDCS en México, estableciendo bases técnicas, numéricas y económicas para su replicabilidad y posible integración futura con colectores solares térmicos.

Palabras claves: Sistema de distrito de enfriamiento geotérmico (GDCS), chiller por absorción (NH₃-H₂O), calor residual geotérmico, análisis energético y exergético, dinámica de Fluidos Computacional (CFD), simulación en TRNSYS, Índice de sostenibilidad (IS), análisis 4E.

Abstract

This work presents the design, analysis, and comprehensive evaluation of a Geothermal District Cooling System (GDSCS) powered by residual heat from the Cerro Prieto I geothermal power plant. The research, the result of four years of work, is of a conceptual–numerical nature and aims to establish a foundation for pilot projects in regions with available residual geothermal, industrial, or solar heat.

The methodology was structured into seven stages: (1) determination of the cooling loads for a 754 m² building located in Cerro Prieto, (2) selection of a heat exchanger for source–chiller coupling, (3) integration of an NH₃–H₂O absorption chiller and thermal storage tank, (4) design of the underground chilled-water network modeled through Computational Fluid Dynamics (CFD), (5) parametric steady-state simulations of the integrated system in EES, (6) dynamic simulation of the complete system in TRNSYS, and (7) a 4E (energy, exergy, economic, and environmental) analysis to assess feasibility against conventional compression-based systems.

The results demonstrate that the GDSCS maintains stable operation with a supply temperature of 18–22 °C and a cooling capacity of 111.6 kW. The average COP ranged from 0.12 to 0.15, at the lower bound of literature values due to manifold losses, yet sufficient for office conditioning. At the chiller level, exergy efficiency was 13%, while the overall system reached 97.9%, confirming nearly complete utilization of the residual heat. From an economic perspective, the initial investment (155,288 USD) is recovered within 4.5–7.5 years, with an IRR of 15.3–24.5% and annual savings of 26,940–40,100 USD. Environmentally, the system avoids ≈389.5 tCO₂-eq/year and yields a 20-year cumulative footprint of 170 tCO₂-eq. The sustainability index (0.76) remains competitive compared to international benchmarks, reinforcing the system’s relevance.

It is concluded that the proposed GDSCS is technically feasible, environmentally beneficial, and economically viable as a pilot project, standing out for optimizing the use of low-grade residual heat and reducing electricity dependence in arid regions. The main contribution of this research is the first comprehensive proposal of a GDSCS in Mexico, establishing technical, numerical, and economic foundations for replicability and potential future integration with solar thermal collectors.

Keywords: Geothermal District Cooling System (GDSCS), absorption chiller (NH₃–H₂O), geothermal waste heat, energy and exergy analysis, Computational Fluid Dynamics (CFD), TRNSYS simulation, Sustainability Index (SI), analysis 4E.

Capítulo 1: Introducción

Este capítulo expone el panorama energético global y el contexto particular de México, con especial atención al desarrollo de los sistemas de distrito de enfriamiento (DCS) y su integración con energías limpias. Se resalta la relevancia de adoptar soluciones tecnológicas que contribuyan a incrementar la eficiencia energética en los sectores residencial y comercial. La sección se organiza en diversos apartados que describen el estado del arte de la tecnología y su orientación hacia el aprovechamiento del calor residual proveniente de fuentes renovables. Finalmente, se presentan los objetivos, el alcance de la investigación y la metodología general adoptada.

1.1.Estado del arte

1.1.1. Crecimiento del sector de la construcción y auge de los sistemas de distrito de enfriamiento (DCS)

El crecimiento del sector de la construcción, junto con el desafío que representa el elevado consumo energético en sistemas de refrigeración, ha impulsado investigaciones orientadas a generar soluciones que promuevan el desarrollo sostenible. La creciente demanda de soluciones energéticamente eficientes por parte de la planificación urbana ha puesto a los DCS en primer plano. Los DCS, a menudo denominados sistemas de energía centralizados o sistemas de distrito de enfriamiento, enfrían varios edificios o distritos urbanos enteros a través de redes de agua helada, lo que ofrece beneficios en materia de conservación de energía, reducción de emisiones y mejora del confort térmico. Según IEA (2020), un DCS es un sistema de distribución de energía que emplea una planta central de refrigeración para suministrar agua fría a través de una red de tuberías a múltiples edificios o consumidores, eliminando así la necesidad de sistemas de enfriamiento independientes en cada inmueble. Esta solución es interesante cuando hay una concentración apreciable de cargas de refrigeración, como áreas urbanas densamente pobladas y grupos de edificios de alta densidad, y puede ofrecer beneficios económicos y ambientales. El DCS es el método más conveniente para la producción y distribución de refrigeración en aplicaciones comerciales. Por otro lado, En línea con los compromisos globales para mitigar el cambio climático, Fox et al. (2011) exploraron enfoques alternativos de energía de baja temperatura para DCS en los Estados Unidos de Norte América (USA). Posteriormente, Goyal et al. (2017) realizaron una evaluación experimental de un enfriador de absorción $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$ impulsado por calor residual a pequeña escala bajo temperaturas extremas de 51.7°C , identificando al absorbedor y al generador como los componentes que limitan la eficiencia global del sistema.

En un estudio más reciente, Franco e Isaza (2018) propusieron una metodología sencilla basada en completar un archivo de datos con las curvas de capacidad del fabricante, con el objetivo de simular un enfriador de absorción de efecto simple en TRNSYS. Con esta metodología lograron desarrollar un modelo matemáticamente simple, capaz de representar cualquier “chiller” por absorción (Type 107) incluso en puntos de operación no proporcionados por el fabricante, facilitando la selección y dimensionamiento de “chillers” para sistemas impulsados térmicamente mediante calor residual, energía termosolar o fuentes industriales. Finalmente, Thakar et al. (2021) llevaron a cabo un análisis tecnoeconómico de un DCS en un clima cálido y seco, mostrando que un sistema con almacenamiento parcial de energía térmica puede reducir en un 59.7% la capacidad requerida del enfriador, generar ahorros financieros significativos y disminuir en un 50% las emisiones de CO_2 en comparación con

sistemas de refrigeración individuales. Este estudio sugiere la transición hacia máquinas de absorción de vapor (VAM) impulsadas por fuentes de energía renovable como una alternativa más sostenible.

1.1.2. Avances tecnológicos y consideraciones geográficas

En el estudio sobre la optimización de los sistemas de refrigeración por absorción de vapor (VAR), Horuz (1998) comparó el rendimiento de los sistemas que utilizan soluciones de LiBr-H₂O y NH₃-H₂O, concluyendo que el sistema LiBr-H₂O es más adecuado para aire acondicionado, mientras que el NH₃-H₂O es preferido en aplicaciones industriales de baja temperatura. Posteriormente, Jaruwongwittaya y Chen (2010) llevaron a cabo un análisis dinámico de estos sistemas, reconociendo que, si bien el LiBr-H₂O ofrece mayor eficiencia, también presenta limitaciones relacionadas con la complejidad, la toxicidad y los altos costos iniciales. Estos autores sugirieron que el desarrollo de sistemas más compactos podría facilitar su adopción y reducir el consumo eléctrico. En la misma línea, Chijioke (2010), mediante simulaciones en Engineering Equation Solver (EES), evaluó el desempeño del LiBr-H₂O y concluyó que un incremento en la temperatura de entrada mejora el COP, aunque advirtió sobre el riesgo de cristalización a altas temperaturas. Asimismo, señaló que este sistema es particularmente viable en climas tropicales, donde puede contribuir tanto al confort térmico en viviendas y espacios de trabajo como al desarrollo sostenible y a la reducción de la pobreza. Recientemente, Nikbakhti et al. (2020) y Khan et al. (2022) enfatizaron la relevancia del uso de estas mezclas en la mejora de la eficiencia energética y la mitigación del calentamiento global, destacando nuevamente que el sistema LiBr-H₂O suele presentar un mejor coeficiente de rendimiento (COP) en comparación con el NH₃-H₂O.

Kim y Park (2007) desarrollaron un modelo dinámico de simulación para un enfriador de absorción NH₃-H₂O, concluyendo que la constante de tiempo del sistema disminuye al aumentar la concentración de la solución y que un menor volumen de fluido permite alcanzar con mayor rapidez la capacidad de enfriamiento nominal. Posteriormente, Prasartkaew (2014) analizó la rehabilitación de chillers existentes y las innovaciones en el diseño de intercambiadores de calor, mostrando que la incorporación de superficies de alta eficiencia, la optimización de caudales y el rediseño de configuraciones de flujo permiten reducir pérdidas térmicas y mejorar la efectividad global de los equipos. Estas mejoras, en conjunto, contribuyen a incrementar el rendimiento de los ciclos de absorción. Más adelante, Meraj et al. (2016) realizaron un análisis energético y exergético de ciclos de efecto simple, identificando que el absorbedor concentra las mayores pérdidas de exergía, las cuales disminuyen con el incremento de la temperatura del evaporador. Después, Thapar et al. (2019) destacaron que un diseño más eficiente de intercambiadores de calor, junto con el uso de aditivos para la transferencia térmica, puede elevar aún más el COP de sistemas con solución NH₃-H₂O. En la

misma línea, Kini et al. (2020) analizaron la rehabilitación de chillers e innovaciones en intercambiadores de calor, confirmando que estas modificaciones permiten mejorar la efectividad global de los equipos y, por tanto, la eficiencia de los ciclos. Finalmente, Tawalbeh et al. (2020) y Jangsten et al. (2022) exploraron la viabilidad de estos sistemas en aplicaciones comerciales y residenciales, resaltando que la integración con fuentes renovables reduce el consumo energético. Además, evaluaron estrategias de control en subestaciones DCS, demostrando que el incremento de la temperatura de retorno primaria puede mitigar el denominado síndrome de ΔT , fenómeno que ocurre cuando la diferencia de temperatura entre la impulsión y el retorno en sistemas de agua enfriada es menor a la prevista en el diseño. Este desajuste reduce la eficiencia global del sistema, ya que obliga a operar los equipos de manera más prolongada para satisfacer la demanda de enfriamiento.

En conjunto, estos estudios presentan enfoques complementarios sobre los sistemas de refrigeración por absorción, resaltando la importancia de la integración de fuentes renovables y de estrategias de control para mejorar su eficiencia. La evidencia recopilada subraya la necesidad de innovación tecnológica, así como el valor del análisis y la simulación en la optimización del rendimiento y la sostenibilidad de estos sistemas en un contexto ambiental cada vez más exigente.

1.1.3. Integración con tecnologías de energía renovable y perspectivas históricas

ASHRAE (2013) proporcionó una guía integral para el diseño de DCS, ofreciendo criterios técnicos y operativos esenciales, incluyendo rangos de carga térmica de referencia, estrategias de operación y mantenimiento, así como la estructura de los componentes principales: planta central, red de distribución y sistemas de interconexión de los usuarios. Esta guía subraya que la generación de agua helada en plantas centrales suele ser más eficiente que los sistemas descentralizados, permite el uso de tecnologías de almacenamiento térmico, y optimiza la eficiencia y control de emisiones, ofreciendo beneficios económicos y ambientales. Posteriormente, Inayat y Raza (2019) analizaron el potencial de la energía geotérmica y otras fuentes renovables para alimentar DCS, destacando que la integración de tecnologías renovables como biomasa, energía solar térmica, geotérmica, solar fotovoltaica, energía de agua superficial y recuperación de calor residual puede proporcionar energía limpia, mejorar la eficiencia energética, reducir emisiones de gases de efecto invernadero y mantener los estándares de confort en edificaciones residenciales, comerciales e industriales. Concluyeron que los DCS operados con energías renovables constituyen una solución energética y ambiental sostenible para el sector de la construcción. Recientemente, Gautier et al. (2022) evaluaron la resiliencia térmica de un edificio de oficinas multizona en Chicago mediante modelos dinámicos acoplados, encontrando que el uso de un economizador en el lado del agua durante olas de calor reduce el consumo eléctrico en un 50%, aunque exige un incremento del 30% en el campo geotérmico. Asimismo, observaron que

integrar una planta central de enfriamiento disminuye este tamaño y reduce la demanda máxima de potencia en un 60%. No obstante, en sistemas de aire total solo el 10% de la energía de enfriamiento puede ser suministrada sin compresores. Para mejorar la viabilidad, recomendaron refrigeración radiante, optimización del diseño y dispositivos de enfriamiento de alta temperatura.

Por lo anterior, estas contribuciones convergen en la optimización de los DCS, resaltando la eficiencia energética y la sostenibilidad. Todas coinciden en la importancia de un diseño adecuado y la integración de energías renovables, con el fin de lograr sistemas más eficientes, menos dependientes de fuentes convencionales y con menor impacto ambiental en el sector de la edificación.

1.1.4. Evolución histórica y panorama actual

Históricamente, la refrigeración urbana se remonta a la década de 1880 (ASHRAE, 2013; Calderoni et al., 2019), donde los primeros sistemas empleaban sustancias como amoníaco y agua salada para congelar carne y enfriar edificios públicos, como restaurantes y teatros. Euroheat y Power (2006) arrojaron luz sobre los hitos históricos de la refrigeración urbana, concluyendo que un DCS típico podría exhibir una eficiencia de 5 a 10 veces mayor. Balboa-Fernández et al. (2020) analizaron el desarrollo de las redes de distribución de calor y frío en España, notando un crecimiento significativo desde 2013. Sin embargo, destacaron que estas redes todavía cubren solo una pequeña fracción de la demanda total. El uso de energía renovable en las redes de calefacción urbana de España, alimentadas principalmente por biomasa y gas natural, sigue estando por debajo de la media europea. A pesar de no poder reemplazar toda la demanda residencial, los sistemas de calefacción urbana contribuyen a mejorar la eficiencia energética, la flexibilidad y la independencia. Los autores identificaron desafíos clave, incluida la necesidad de fuentes de energía más respetuosas con el medio ambiente, mejores tecnologías de almacenamiento y medición y un mejor procesamiento de datos para la sostenibilidad futura. Por otro lado, Matak et al. (2021) exploraron la integración de una planta de incineración de residuos de cogeneración (CHP) en un sistema de calefacción urbana (DH) basado en gas existente en una ciudad de Europa Central. El estudio identificó un potencial de energía a partir de residuos un 33% mayor en el verano, lo que se alinea con la demanda de refrigeración estacional. Para abordar la brecha en la producción y demanda de calor a corto plazo, los autores señalaron que el almacenamiento de calor es esencial para satisfacer todas las necesidades del DC. La integración de la planta de conversión de residuos en energía y el DCS resultó en una producción de energía más eficiente, reduciendo el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ al aumentar las horas de funcionamiento de las plantas de cogeneración a gas. A pesar de estos beneficios, el estudio concluyó que alcanzar los objetivos de neutralidad climática de la Unión Europea para 2050 requiere más

acciones, incluido el aumento del uso de energía renovable y la aceleración de las renovaciones de edificios.

Los autores coinciden en que los DCS son muy prometedores para mejorar la eficiencia energética, con ganancias potenciales de 5 a 10 veces más que los sistemas tradicionales. También destacan la importancia de integrar soluciones de almacenamiento de calor para abordar la brecha entre la producción y la demanda de energía a corto plazo. Además, ambos estudios subrayan la urgencia de avanzar en la integración de energías renovables, mejorar las tecnologías de almacenamiento y medición y acelerar las renovaciones de edificios para cumplir los objetivos de neutralidad climática de la Unión Europea para 2050. Estas medidas son fundamentales para lograr una mayor sostenibilidad y eficiencia en las redes de calefacción y refrigeración urbanas.

1.1.5. Avances recientes y líneas potenciales de investigación en DCS

Desde una perspectiva temprana, Bloomquist (2000) aportó un marco de diseño para sistemas de distrito de energía, enfatizando la integración de estas tecnologías en los planes comunitarios mediante la identificación de fuentes térmicas, la evaluación de demandas de calefacción y refrigeración, y la implementación de políticas para conservar recursos y optimizar la infraestructura. Más adelante, Rezaie y Rosen (2012) ofrecieron una visión integral de los sistemas de distrito energéticos, destacando su flexibilidad para integrar múltiples fuentes, incluidas renovables, y su potencial para reducir emisiones y costos en regiones de alta densidad poblacional. Estos autores identificaron como línea de investigación futura la expansión hacia redes térmicas integradas de mayor escala, lo que facilitaría sinergias entre sistemas energéticos y un aprovechamiento más amplio de energías limpias. Complementando esta visión general, Lake et al. (2017); Tredinnick y Phetteplace (2016) y Werner (2013) analizaron la evolución de los DCS, destacando su eficiencia superior frente a soluciones individuales, la importancia de políticas favorables y la integración de tecnologías sostenibles como almacenamiento térmico y “chillers” de absorción. Además, subrayaron la flexibilidad de los DCS para adaptarse a recursos energéticos más limpios y su potencial en la construcción de comunidades sostenibles, enfatizando la necesidad de modelos de negocio centrados en el cliente y de interacción activa con los “stakeholders” para superar limitaciones estructurales y locales. En cuanto a recursos energéticos, Liu et al. (2015) reportaron que los abundantes recursos geotérmicos de baja temperatura en USA, incluidos los acuíferos coproductores, pueden aprovecharse no solo para calefacción, sino también para refrigeración mediante tecnologías por absorción o adsorción en edificios comerciales. Estos sistemas permiten reducir el consumo de combustibles fósiles, la demanda máxima de electricidad y el uso de refrigerantes con alto potencial de

calentamiento global y agotamiento de la capa de ozono; sin embargo, su aplicación está limitada por la distancia entre los recursos geotérmicos y los consumidores potenciales.

Posteriormente, Sameti y Haghighat (2019) propusieron un enfoque holístico basado en programación lineal entera mixta (MILP) que integra simultáneamente el diseño y la operación de cadenas de suministro de calefacción y refrigeración en sistemas urbanos. Sus resultados mostraron que la integración de redes de calor y frío, junto con escenarios híbridos basados en energía solar, permite mayores ahorros económicos y ambientales, alcanzando reducciones de más del 22% en emisiones de CO₂ respecto a configuraciones convencionales, además de resaltar la relevancia del almacenamiento térmico para mejorar la confiabilidad.

En términos de implementación, Alonge (2019) evaluó la viabilidad de un sistema de distrito de calefacción y enfriamiento aprovechando energía geotérmica (GDHC) en el campus de la Universidad de West Virginia. Aunque la contribución directa de la geotermia fue limitada (2.3–4.4%), la integración con calderas de gas natural y bombas de calor permitió conformar un sistema híbrido competitivo frente al esquema a carbón entonces empleado. El análisis de costos nivelados de calor (LCOH) mostró un rango de 7.5–11.6 \$/MMBTU, inferior al costo del vapor en ese año (15 \$/MMBTU), posicionándolo como una alternativa económicamente viable y ambientalmente favorable frente al carbón, aunque menos competitiva que el gas natural a precios actuales. Por otro lado, Eveloy y Ayoun (2019) presentaron una revisión de las tecnologías actuales y emergentes de DCS, abordando aspectos operativos, económicos y ambientales, así como metodologías de análisis y optimización. Identificaron los principales desafíos, oportunidades de personalización tecnológica y aspectos regulatorios de mercado, proponiendo líneas de investigación futuras orientadas a mejorar la sostenibilidad de los DCS en climas cálidos. Entre sus recomendaciones destacaron la integración de flujos de energía y materiales sostenibles, la explotación sistemática de fuentes locales de energía renovable y frío natural/artificial, y la aplicación de métodos de evaluación termodinámica, ambiental y económica de manera holística para maximizar la eficiencia, flexibilidad y confiabilidad de los sistemas.

En la misma línea de integración de energías renovables, Alghool et al. (2020) investigaron el diseño y operación óptima de sistemas de enfriamiento solar asistido (SAC) mediante programación lineal entera mixta (MILP), utilizando datos reales de los campus TAMUQ y QU. Sus resultados mostraron que los colectores solares podrían cubrir hasta el 46% de la demanda térmica de los enfriadores, y que la capacidad de los sistemas de almacenamiento de agua fría y caliente debe dimensionarse según la relación entre la capacidad del “chiller” y la demanda máxima anual. Asimismo, la sensibilidad del COP del “chiller” fue el factor con mayor impacto sobre los costos totales anuales del sistema,

evidenciando la importancia de considerar tanto la inversión inicial como los costos operativos para un diseño eficiente y económico de sistemas SAC.

Respecto a modelado y optimización de DCS, Dominković et al. (2017) investigaron el diseño y operación óptima de sistemas de enfriamiento solar asistido (SAC) mediante programación lineal entera mixta (MILP), utilizando datos reales de los campus TAMUQ y QU. Encontraron que los colectores solares podían cubrir hasta el 46% de la demanda térmica de los enfriadores, y que la capacidad de los sistemas de almacenamiento debía dimensionarse en función de la relación entre la capacidad del “chiller” y la demanda máxima anual. Asimismo, identificaron que la sensibilidad del COP del “chiller” era el factor con mayor impacto en los costos totales anuales, evidenciando la necesidad de considerar tanto la inversión inicial como los costos operativos en el diseño de sistemas SAC. Por su parte, en el marco del proyecto INDIGO, Zabala et al. (2020), desarrollaron modelos detallados en Modelica (un entorno orientado a objetos para la simulación de sistemas energéticos complejos) y los redujeron mediante técnicas de aprendizaje automático para integrarlos en un controlador predictivo de modelos (MPC), logrando anticipar la demanda y reducir hasta un 50% el consumo eléctrico en comparación con controles convencionales. De manera complementaria, Sameti y Haghighat (2019) propusieron un enfoque holístico de programación lineal entera mixta (MILP) que integra simultáneamente el diseño y la operación de cadenas de suministro de calefacción y refrigeración en sistemas urbanos. Sus resultados evidencian que la integración de redes de calor y frío, junto con escenarios híbridos basados en energía solar, permite mayores ahorros económicos y ambientales, alcanzando reducciones de más del 22% en emisiones de CO₂ respecto a configuraciones convencionales. Asimismo, subrayan la relevancia del almacenamiento térmico y la flexibilidad tecnológica para cubrir picos de demanda y mejorar la confiabilidad del sistema. Recientemente, Hinkelman et al. (2022) desarrollaron modelos abiertos en la biblioteca de edificios de Modelica, incorporando hidráulica de redes y sistemas de control para un caso real en la Universidad de Colorado en Boulder. Su análisis permitió implementar mejoras prácticas como economizadores de agua y optimización de bombas, reduciendo el consumo energético anual en un 15.3%, los costos en un 8.9% y las emisiones en un 15%, además de disminuir en 201 días/año el tiempo de operación de los enfriadores.

Finalmente, Abushamah y Skoda (2022) plantearon un sistema de distrito de calefacción y refrigeración impulsado por calor residual nuclear (Teplator), comparándolo con sistemas eléctricos convencionales. Sus resultados mostraron reducciones de hasta 45% en costos y significativos ahorros de emisiones de carbono (hasta 0.26 Ton por unidad de energía) respecto a escenarios fósiles. Además, destacaron que el uso de calor nuclear liberaba capacidad en las redes eléctricas, lo que representa

una solución prometedora en países con climas cálidos donde la sobrecarga de los sistemas de climatización eléctricos es crítica.

En conjunto, estos estudios coinciden en la necesidad de optimizar los DCS mediante herramientas avanzadas de modelado, control y simulación, así como a través de la integración de energías renovables, geotermia y calor residual nuclear. Mientras algunos enfatizan el potencial de los gemelos digitales y la programación matemática para mejorar la eficiencia operativa y reducir costos, otros destacan la importancia de marcos regulatorios, políticas de apoyo y personalización tecnológica como condiciones clave para fortalecer la sostenibilidad de los DCS en climas cálidos.

1.1.5.1. Comportamiento térmico-dinámico y soluciones de DCS

Diversos estudios recientes han abordado el comportamiento termodinámico y los desafíos operativos de los DCS, proponiendo soluciones adaptadas a distintos contextos. Por ejemplo, en Suecia, Jangsten, Lindholm, et al. (2020) analizaron datos de la red de Gotemburgo y 37 edificios conectados, identificando que el delta-T bajo constituye un problema crítico asociado a temperaturas de suministro y retorno no optimizadas, operación en zona de saturación y deficiencias en el diseño de intercambiadores de calor. Para mitigarlo, realizaron pruebas de campo y aplicaron un modelo de “machine learning” basado en regresión por vectores de soporte (SVR) para predecir flujos secundarios, recomendando ajustar los puntos de operación, restringir el flujo primario, aplicar incentivos económicos y reforzar las guías de diseño. En un estudio complementario, Jangsten, Filipsson, et al. (2020) evaluaron la viabilidad de la refrigeración urbana a alta temperatura (HTDC) en la misma ciudad, proponiendo rangos de 12–14 °C para el suministro y 20–22 °C para el retorno. La propuesta se basó en datos de edificios reales, considerando características como cargas desacopladas y compensación de la temperatura de suministro por temperatura exterior, lo que permite casi duplicar la proporción de refrigeración mediante agua de río. Persiste, sin embargo, la limitación vinculada a la falta de incentivos para que los clientes actualicen sus sistemas.

En contraste, Jannatabadi et al. (2020) estudiaron la crisis de refrigeración en Irán, donde las altas temperaturas y la humedad reducen la efectividad de la refrigeración evaporativa. Propusieron reemplazar los sistemas individuales de compresión por enfriadores de absorción integrados a DCS, alimentados con gas natural, para un caso de 200 viviendas. Su análisis técnico-económico indicó que el “peak shaving” podría alcanzar 1.17 MW con bombas de calor frías, 0.7 MW con eficiencia media y 0.55 MW con alta eficiencia, con una eficiencia global del sistema de aproximadamente 55%. El “payback” varió entre 6.2 y 11.5 años según la tasa de interés y los precios locales de combustible y electricidad, y el estudio proyecta la posibilidad de integrar energía renovable como alternativa futura

a los “chillers” a gas natural. Esta alternativa permite aliviar la red eléctrica y reducir la demanda máxima, ofreciendo un balance técnico y económico favorable.

En conjunto, estos estudios ilustran tres aproximaciones complementarias: la optimización de sistemas existentes para mejorar el síndrome de ΔT , el aumento de temperaturas operativas para aprovechar la refrigeración y la implementación de nueva infraestructura en contextos críticos, con beneficios tanto técnicos como económicos.

1.1.5.2. Red de tubería de los DC y la integración geotérmica

Diversos estudios numéricos han analizado la optimización de redes de distribución de DCS y la integración de sistemas energéticos en edificios. Augusto y Culaba (2019) realizaron un estudio numérico de una red tipo bucle, considerando la caída de presión en la red, los caudales volumétricos generales y la distribución de caudal a cada edificio conectado. Con una diferencia de temperatura de diseño de 9°C y suministro de 4.5°C , resolvieron el sistema sobredeterminado de ecuaciones no lineales de conservación de masa y energía mediante el método multivariable de Newton-Raphson, utilizando descomposición en valores singulares para determinar el vector de solución, y posteriormente aplicaron un método de búsqueda para evaluar distintas configuraciones de tuberías y determinar el diseño que minimiza los costos generales. Se obtuvieron dimensiones de tubería comparables con métodos tradicionales y límites de velocidad de 1.95 m/s en la línea principal y 3.00 m/s en los puntos de derivación hacia los edificios.

En un enfoque complementario, Ghilardi et al. (2021) aplicaron MILP para la operación óptima de sistemas multienergéticos y la gestión del confort térmico. Inicialmente evaluaron un solo edificio con diversas fuentes energéticas, incluidas renovables, cogeneración y bombas de calor, y posteriormente extendieron el modelo a una red de calefacción y refrigeración urbana con 12 edificios. Su estrategia permite ajustar la temperatura de suministro $\pm 2^{\circ}\text{C}$ respecto al punto de consigna y optimizar el uso de la capacidad térmica del edificio como almacenamiento de energía. Los resultados mostraron que la red puede actuar como sistema de almacenamiento a corto plazo y mejorar la explotación de energía renovable, especialmente en edificios con alta inercia térmica que amortiguan las fluctuaciones de temperatura.

En conjunto, estos estudios numéricos muestran dos enfoques complementarios: uno centrado en la infraestructura de la red y la eficiencia hidráulica, y otro en la integración dinámica de los edificios para mejorar la operación de la red y la utilización de fuentes renovables.

1.1.5.3. Eficiencia energética y reducción de costos en DCS

Bejmak and Sefiri (2011) realizaron un análisis numérico de un sistema centralizado de refrigeración con agua como portador térmico en edificios públicos e industriales. Su estudio mostró que optimizar el diseño de la red de tuberías puede reducir significativamente la inversión por unidad de energía, el consumo de la estación de refrigeración y la necesidad de personal. Los resultados indicaron que la profundidad óptima de las tuberías depende de la duración del período de refrigeración, los costos de energía, las propiedades térmicas del terreno y el espesor del aislamiento, afectando los costos de inversión, las pérdidas térmicas y el bombeo. Por su parte, Romanov y Leiss (2022) revisaron el sector de calefacción y refrigeración urbanas, destacando la transición hacia sistemas geotérmicos multifacéticos que combinan recursos de distintas profundidades para cubrir demandas de calefacción y refrigeración en distritos con edificios de diferentes generaciones y eficiencia energética. El estudio resalta la reducción prevista en la demanda de calefacción y el aumento de la refrigeración, la necesidad de planes de transición y evaluaciones energéticas, ambientales y técnicas, y la importancia de estrategias de control inteligentes. Un análisis FODA identificó desafíos como altos costos de capital y aceptación social, así como fortalezas como sostenibilidad, modularidad y creación de empleo.

Ambos estudios convergen en el objetivo de mejorar la eficiencia y sostenibilidad de los sistemas urbanos de calefacción y refrigeración, ya sea mediante la optimización de la infraestructura de distribución de frío o la integración de recursos geotérmicos renovables, considerando además la planificación de distritos mixtos y la transición energética a largo plazo.

1.1.5.4. Integración de energías alternas y sistemas energéticamente inteligentes

Sulzer et al. (2021) identificaron la necesidad de contar con definiciones y terminología estandarizada en los sistemas CHC para mejorar la comunicación, acelerar la innovación y optimizar la operación. Propusieron crear un vocabulario interactivo mediante un proceso sistemático de recopilación, evaluación y aprobación de términos. Señalaron que la aceptación inicial por parte de la comunidad científica y técnica es crucial para garantizar el éxito del proyecto y que un vocabulario estandarizado facilitaría el desarrollo de nuevos conceptos, incluyendo los sistemas de quinta generación (5GDHC), fortaleciendo la colaboración internacional y asegurando la evolución continua de la terminología a medida que los sistemas avanzan. Por su parte, Østergaard et al. (2022) proporcionaron un marco integral para los DCS, definiendo cuatro generaciones (GDC) para comprender su evolución y orientar su desarrollo futuro. La primera generación (1GDC) se basó en sistemas centrales de refrigeración para la cadena de suministro de alimentos, mientras que la segunda generación (2GDC) utilizó grandes enfriadores de compresión para confort térmico en centros urbanos densos, principalmente en zonas subtropicales y tropicales. La tercera generación (3GDC) incorporó métodos

de refrigeración natural y comenzó a aprovechar la sinergia entre calefacción y refrigeración (CHC) mediante el aprovechamiento de calor. La cuarta generación (4GDC) enfatizó la integración con sistemas de energía inteligente y renovable, incluyendo gestión flexible de carga y almacenamiento térmico. Los autores destacaron que las tres últimas generaciones pueden coexistir en diferentes zonas climáticas y que la transición hacia 4GDC requiere la incorporación de almacenamiento térmico y el uso activo de electricidad renovable, con el fin de aumentar la flexibilidad, la eficiencia energética y contribuir a la descarbonización de los sistemas de refrigeración.

Los autores evidencian enfoques complementarios para la transición energética: la evolución tecnológica y la integración de DCS, así como la estandarización conceptual como herramienta clave para la innovación y la planificación de futuras generaciones de sistemas CHC.

1.1.5.5. Introducción a la quinta generación de los distritos de calefacción y refrigeración (5GDHC)

Un análisis de los sistemas de calefacción y refrigeración urbana de quinta generación (5GDHC) permitió identificar y discutir sus principales desafíos técnicos, económicos y de implementación. Entre estos estudios, Buffa et al. (2019) destacaron la creciente adopción de sistemas 5GDHC en Europa, particularmente en Alemania y Suiza, y evalúan sus beneficios y limitaciones utilizando un análisis FODA. Su estudio subraya el potencial de 5GDHC para integrar fuentes de calor renovables y al mismo tiempo lograr altos COP estacionales, especialmente para refrigeración. Por el contrario, Bilardo et al. (2021), se centraron en el rendimiento energético de las redes 5GDHC, desarrollando un modelo de simulación para evaluar los intercambios de energía entre usuarios, revelando que acoplar a los consumidores de manera óptima puede mejorar significativamente la eficiencia energética. Sin embargo, señalan que el interés económico limitado y la falta de herramientas de evaluación del rendimiento obstaculizan una adopción más amplia. Meibodi y Loveridge (2021) exploraron la integración de geoestructuras energéticas en redes 5GDHC, mostrando su potencial para mejorar el almacenamiento de energía térmica y la utilización de energía geotérmica, pero también identificando desafíos socioeconómicos y de modelado. Volkova et al. (2022) ofrecieron una perspectiva regional al evaluar la adopción de 5GDHC en los estados bálticos y concluyen que, si bien estos sistemas son prometedores, enfrentan barreras como la prevalencia de sistemas de calefacción urbana de tercera generación y los altos costos de inversión inicial. Abugabbara et al. (2022) contribuyeron desarrollando una simulación basada en Modelica para el primer sistema 5GDHC de Suecia, que demuestra un ahorro de energía significativo, pérdidas de distribución reducidas y potencial de optimización en tiempo real. Zeh et al. (2021) destacaron el papel de los colectores geotérmicos a gran escala para permitir redes 5GDHC totalmente renovables y destacan la importancia de adaptar estos sistemas a diversas condiciones climáticas. Por último, Hirsch y Nicolai

(2022) presentan un modelo avanzado de red termohidráulica que mejora la precisión y la eficiencia computacional de las simulaciones 5GDHC, abordando las limitaciones clave de los enfoques de modelado existentes.

En general, estos estudios ilustran que los sistemas 5GDHC representan un enfoque transformador para la calefacción y la refrigeración, que aprovecha las redes de baja temperatura, las bombas de calor descentralizadas y la integración de energías renovables. Entre los beneficios clave se incluyen la reducción de las pérdidas de distribución, la mejora de la eficiencia energética mediante la interacción con los consumidores y el potencial de almacenamiento de energía térmica. Sin embargo, siguen existiendo desafíos importantes, como los altos costos iniciales, los incentivos económicos limitados, la falta de metodologías de diseño estandarizadas y la necesidad de mejores herramientas de modelado. Las diferencias regionales también afectan la viabilidad, y factores como la infraestructura existente, los marcos regulatorios y las estructuras del mercado energético influyen en la adopción.

1.1.6. Avances en enfriadores por absorción y soluciones de refrigeración sostenibles

Los estudios sobre el comportamiento de enfriadores por absorción en condiciones ambientales desafiantes y sobre soluciones asociadas a la integración de fuentes térmicas de bajo grado han avanzado notablemente en los últimos años. Li et al. (2018) propusieron un sistema de poligeneración (CCHPOR) basado en agua geotérmica asociada para campos petroleros con alto corte de agua; sus simulaciones demostraron que el esquema permite la utilización en cascada de la energía geotérmica, sustituir calderas convencionales, alcanzar eficiencias energéticas totales de hasta 75% y presentar desempeño técnico-económico viable para aplicaciones en yacimientos en etapa de alto corte de agua. En un enfoque experimental, Garimella et al. (2019) evaluaron un “chiller” compacto $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$ alimentado por calor residual directo de los gases de escape de generadores diésel. El sistema entregó 2.1 kW (0.6 TR) de frío a 51.7 °C de ambiente con un $\text{COP} = 0.30$; los autores identificaron limitaciones en el generador y absorbedor, proponiendo mejoras de diseño orientadas a mitigar la separación vapor-líquido y optimizar la operación bajo condiciones severas.

Siguiendo la línea de aprovechamiento de fuentes de baja temperatura, Ayou y Eveloy (2020) modelaron un sistema multigeneración basado en un ciclo combinado de absorción-enfriamiento ($\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$), alimentado por calor residual y que aprovecha el frío inherente del gas natural licuado (LNG, por sus siglas en inglés). En condiciones base, el sistema alcanzó eficiencias efectivas energética y exergética de 39% y 36%, respectivamente, incrementó el ratio frío/potencia, significa que logró generar más refrigeración por cada unidad de calor de baja temperatura o energía suministrada, mejorando la eficiencia global frente a sistemas convencionales y permitió reducir la

temperatura mínima de la fuente necesaria a 54–70 °C. Además, los componentes más relevantes desde el punto de vista exergoeconómico fueron los intercambiadores de LNG y el absorbedor-evaporador. Simultáneamente, Shao et al. (2020) validaron numéricamente en COMSOL un sistema de almacenamiento térmico de hielo encapsulado (EITS) y su equivalente con material de cambio de fase (EPCM). Sus resultados mostraron que un EPCM compuesto por hexadecano y tetradecano (40–70%) podía triplicar la capacidad de almacenamiento de frío respecto al agua, y que la tasa de flujo del fluido de transferencia de calor (HTF) afecta de manera crítica la cantidad de energía fría acumulada durante el periodo de carga.

En el ámbito ambiental, Liu et al. (2021) aplicaron un análisis de ciclo de vida (LCA) con simulación Monte Carlo para comparar sistemas de distrito de energía (DES, por sus siglas en inglés) frente a sistemas convencionales de energía (CES). Los resultados indicaron que los DES redujeron significativamente la huella de carbono (38% menos CO₂-eq) y otros impactos ambientales, con tiempos de equilibrio ambiental menores a 2 años. No obstante, los autores señalaron limitaciones: la fase de construcción introduce incertidumbres derivadas del consumo de materiales, energía y transporte de componentes, y los supuestos del modelo sobre vida útil, rendimiento de equipos y mezcla energética pueden diferir de las condiciones reales, afectando la precisión y extrapolación de los resultados. En un enfoque complementario, Schmidt (2021) examinó cómo la digitalización de redes urbanas de calefacción y refrigeración (DHC) puede mejorar la eficiencia del sistema y la integración de energías renovables. No obstante, señaló que para una implantación masiva es necesario resolver desafíos relacionados con ciberseguridad, privacidad de datos y desarrollo de modelos de negocio sostenibles. De esta manera, ambos estudios reflejan que la optimización ambiental y operativa de los DES requiere no solo eficiencia técnica, sino también gestión estratégica de datos y control de riesgos.

En trabajos de sistemas integrados, Javadi et al. (2021) simularon un esquema de multigeneración que combina una planta geotérmica doble-flash, torre solar, ciclo ORC y enfriador por absorción de LiBr-H₂O. Los resultados evidenciaron una producción eléctrica y térmica significativa, junto con un enfriamiento de 1243 kW (353.4 TR) (COP = 0.71) y mejoras en eficiencia energética y exergética al optimizar parámetros como el caudal de geo-fluido y la presión de flash. Por su parte, (Hu et al., 2022) demostraron mediante análisis energético y exergético que aprovechar el calor del condensador de un “chiller” por absorción para regenerar una solución desecante incrementa la exergía disponible y permite reducir el tamaño del sistema. Además, recomendaron que la temperatura de regeneración se mantenga alrededor de 38 °C y que la humedad relativa del aire sea $\geq 55\%$ para evitar la cristalización de la solución. Complementariamente, trabajos recientes, Ozcan et al. (2024) realizaron

un análisis exergético y evaluaciones de sostenibilidad de sistemas de enfriamiento impulsados por energía solar térmica frente a sistemas de compresión de vapor asistidos eléctricamente. Cuantificaron la eficiencia exergética y las emisiones de CO₂-eq por componente, identificando los elementos críticos que determinan el desempeño ambiental y energético de cada configuración: colectores solares o torre solar, “chillers” por absorción o ciclos de compresión, intercambiadores de calor, sistemas de almacenamiento de frío (TES) y equipos auxiliares.

Finalmente, Yao et al. (2024) documentaron la rápida expansión del campo, con un crecimiento anual promedio del 26% entre 2017 y 2023 (Fig. 1), y caracterizaron diferencias funcionales y operativas entre sistemas de cuarta (4GDH(S)) y quinta generación (5GDHCS). Identificaron vacíos técnicos en gestión de incertidumbre, integración con la red eléctrica, estándares y regulación, que limitan la escalabilidad de soluciones electrificadas y distribuidas.

En conjunto, la literatura evidencia avances experimentales prometedores en “chillers” por absorción accionados por calor residual en condiciones severas, la factibilidad técnico-económica de esquemas multigeneración y uso de LNG cold exergy, la relevancia del almacenamiento térmico (EITS/EPCM), la contribución del control predictivo y la digitalización en la operación, y la necesidad de estudios integrados (energía–exergía–económicos–ambientales) y estandarización para acelerar la adopción en contextos reales.

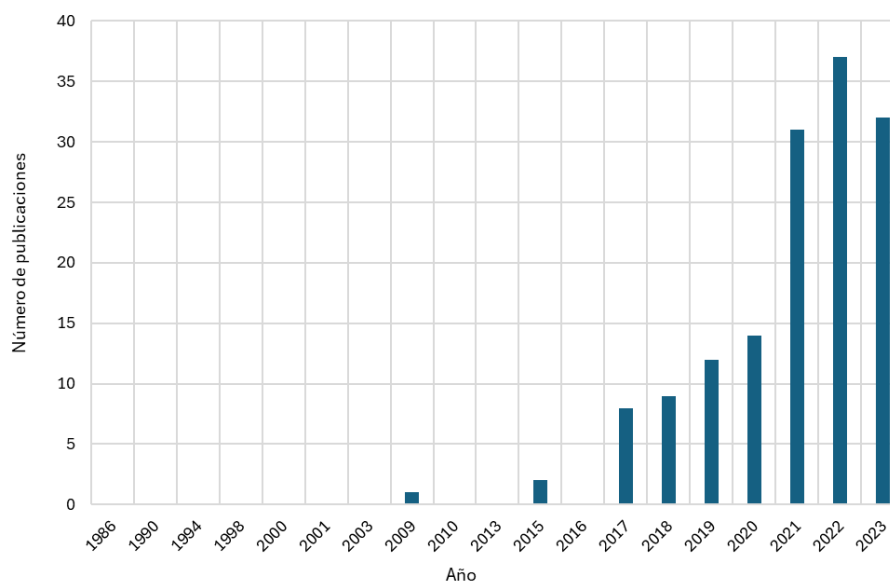


Fig. 1. Número de publicaciones de los DC (Yao et al., 2024).

1.1.7. Refrigeración asistida por energía geotérmica

La energía geotérmica se reconoce como un recurso renovable basado en el calor almacenado bajo la superficie terrestre, accesible mediante pozos profundos o sistemas superficiales, constituyendo una

alternativa estratégica para reducir la dependencia de combustibles fósiles y mitigar impactos ambientales (Rashid, 2015). A nivel global, se considera una fuente de base firme capaz de generar electricidad de manera continua (24/7), consolidándose como recurso clave para la descarbonización y la eficiencia energética. Gutiérrez-Negrín (2024) reportó que 32 países operaban plantas de generación eléctrica con una capacidad instalada total de aproximadamente 16,318 MW en 198 campos, y destacó tecnologías avanzadas como los sistemas geotérmicos mejorados (EGS) y avanzados (AGS), capaces de explotar recursos en zonas no hidrotermales, subrayando su importancia en la transición energética global.

En aplicaciones directas de baja y media temperatura, la energía geotérmica ha mostrado gran versatilidad. Jóhannesson y Chatenay (2014) documentaron usos en procesos de precorte, evaporación, destilación, secado, producción química y calefacción de espacios, donde las temperaturas de operación oscilan típicamente entre 50–150 °C. Manzella et al. (2019) ampliaron estas aplicaciones hacia calefacción urbana (70–90 °C), procesos industriales, invernaderos, suelos y acuicultura, destacando la transición hacia sistemas más flexibles mediante bombas de calor y máquinas de absorción. Kanoglu et al. (1998) demostraron la integración de sistemas de distrito de calefacción y refrigeración usando salmuera caliente, mientras que Mburu (2010; 2015) evidenció aplicaciones agrícolas con temperatura de suministro entre 30–90 °C y preenfriamiento de flores y productos vegetales a 4–12 °C, mostrando el potencial del Valle del Rift en Kenia para aplicaciones directas.

En el ámbito de refrigeración y climatización, los primeros estudios experimentales emplearon enfriadores de absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Best et al. (1986, 1990) desarrollaron sistemas con capacidades de 10.5–18 kW (2.98–5.11 TR), mientras que Wu (1992) alcanzó 12.05 kW con COP de 0.657 usando un recurso geotérmico a 97 °C y temperatura ambiente de 30 °C. Ayala et al. (1994) mejoraron la operación con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, trabajando con generadores entre 90–145 °C y mostrando estabilidad de la diferencia de concentración entre soluciones rica y pobre.

Para aplicaciones a mediana escala, Keçeciler et al. (2000) emplearon $\text{BrLi-H}_2\text{O}$ con recurso geotérmico a 60 °C, caudal de 12 kg/s y efecto de enfriamiento de 22.57 kW (6.4 TR), logrando evaporadores a 2–3 °C y COP máximos bajo concentraciones de solución fuerte/débil de 44%/48%. Lund (2001) y Rogowska (2003) indicaron que ciclos $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ operan de 77–160 °C, mientras $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ requiere ≥ 120 °C, destacando la influencia del flujo y temperatura del recurso. Lund y Boyd (2009) documentaron la integración en campus universitarios, usando agua geotérmica a 89 °C y caudales de 39 L/s para calefacción y refrigeración de 3.8 MWt, evidenciando ahorros de \$1,000,000/año. Lech (2009) mostró COP de 0.684–0.731 para generadores de 86 °C con agua de

enfriamiento entre 20–28 °C. Ma et al. (2010) redujeron el consumo eléctrico de 44.3 a 16.95 kW y costos operativos >60%, con periodo de retorno de 3.8 años, para un sistema de 100 kW. Wang et al. (2013), Uwera et al. (2015), Sikorska-bączek (2015), Yang et al. (2016) y Yilmaz (2017) evidenciaron la viabilidad técnica de sistemas geotérmicos de 0.99–3713 kW (0.99–232 TR), con COP de 0.30–0.99, donde el rendimiento aumenta con la temperatura del recurso (>90 °C) y las condiciones de flujo.

En optimización y sistemas híbridos, El Haj Assad et al. (2018) y Nasruddin y Wibowo (2018) identificaron COP óptimos y presiones de operación entre 779 kPa (válvula de estrangulamiento) y 121 °C (generador), con destrucción de exergía de 34.257 W y costos anuales de 73,156.83 USD/año. Li et al. (2018) y Han et al. (2019) integraron absorción y transporte de calor geotérmico, mientras Hernández-Magallanes et al. (2019) alcanzaron 22–24.4 kW (6.3–6.9 TR) con COP 0.10–0.36 usando NH₃-LiNO₃. (B. Ozcan et al., 2019) reportaron VAC geotérmico residencial con COP 0.30, eficiencia exergética del sistema 85.05% y periodo de recuperación de 6.4 años. Soltani et al. (2019) destacaron que bombas de calor geotérmicas y sistemas de absorción de baja entalpía reducen consumo eléctrico, aunque con inversión inicial alta.

Adicionalmente, Saucedo-Velázquez et al. (2020) evaluaron el potencial de enfriamiento (CP) de pozos geotérmicos inactivos mediante un sistema de absorción (SEACS) alimentado con un pozo real (PR2) en México, mostrando variaciones estacionales y diarias del CP asociadas a la temperatura ambiente (TAC), con máximos de 71,594 GW en invierno a 12 °C de evaporación sobre un área de 2 km². Gholizadeh et al. (2020) diseñaron un sistema de trigeneración geotérmico flash-binary para producir agua dulce, electricidad y refrigeración, con incrementos de 87% en capacidad de refrigeración y 46.4% en eficiencia exergética al operar en modo óptimo, destacando la reducción de destrucción exergética mediante intercambiadores regenerativos. Nami y Anvari-Moghaddam (2020) propusieron un sistema múltiple de pequeña escala con ciclo de absorción y ORC, alcanzando eficiencia exergética de ~60%, mostrando robustez frente a variaciones de temperatura del recurso (95–105 °C) y contribuciones principales de generador y ORC a la destrucción de exergía. Wang et al. (2020) desarrollaron un sistema Geo-CCHP que combina ciclo flash y absorción NH₃-H₂O, maximizando la eficiencia exergética a 43.69% con agua geotérmica a 170 °C, identificando al condensador del ciclo flash como el mayor contribuyente a pérdidas de exergía (48.53%).

Para trigeneración y poligeneración, Ambriz-Díaz et al. (2021) y Cao et al. (2021) evaluaron ciclos ORC, Kalina y Goswami, mostrando retornos de inversión <5 años y eficiencia exergética 40–60%. Chaiyat (2021), Gnaifaid y Ozcan (2021), Seyyedvalilu et al. (2021), Ghiasirad et al. (2021), Ozturk y Dincer (2021), Tetemke et al. (2021), Wu et al. (2021), Wang et al. (2021), Rawat et al. (2022) y

Saucedo-Velázquez et al. (2022) reportaron capacidades de enfriamiento 8–247.74 TR y COP 0.43–1.95, demostrando viabilidad técnica y económica, reducción de emisiones y mejora de eficiencia exergética mediante integración de procesos y análisis termo-económico. Kordlar et al. (2020; 2023) evidenciaron eficiencia exergética media anual de 46.2% y LCOE 0.22 \$/kWh, mientras Saucedo-Velázquez et al. (2023) destacaron sistemas H₂O/LiBr de efecto doble para almacenamiento lácteo con COP 1.38, 61% más eficiente que efecto simple.

En conjunto, la literatura demuestra que la energía geotérmica constituye un recurso renovable estratégico con aplicaciones que van desde procesos industriales y agrícolas (30–150 °C) hasta sistemas avanzados de refrigeración y trigeneración (0.99–3713 kW; COP 0.10–1.95). Los sistemas de absorción geotérmica han evolucionado de demostraciones experimentales a soluciones multigeneración optimizadas, evidenciando eficiencia energética y exergética, competitividad económica (periodos de retorno 3.8–13 años; LCOE 0.046–0.5627 \$/kWh) y contribución ambiental, consolidando la geotermia como recurso clave en la transición energética global.

La Tabla 1 ilustra los parámetros técnicos, considerando la termodinámica de la fuente geotérmica, e identifica el aumento en la aproximación del calor residual a partir de diferentes estudios.

Tabla 1. Refrigeración asistida por energía geotérmica.

Autor	Año	Refrigerante	País	Capacidad de refrigeración		T _{amb} (°C)	COP	T _{gen} (°C)	m _{gen} (kg/s)	T _{eva} (°C)	m _{eva} (kg/s)	η_0 (%)	ψ_0 (%)	Tiempo de retorno (años)	Costo de refrigeración anual (USD)
				TR	kW										
Tawalbeh <i>et al.</i>	2020	LiBr-H ₂ O	Arabia Saudí	3.41	12.00	25.0	0.70	110.0	1.0000	0.0	0.40	-	-	-	
Meraj <i>et al.</i>	2016	LiBr-H ₂ O	India	1.00	3.52	30.0	0.88	60.4	-	12.5	-	-	35.00	-	
Wang <i>et al.</i>	2013	-	Australia	568.70	2000.00	28.0	0.67	90.0	39.0000	-	-	-	-	11.-13.	
Kanoglu <i>et al.</i>	1998	-	USA	37653.55	132422.00	46.0	0.70	88.0	307.6000	-	1584.00	5.70	28.30	-	
Best <i>et al.</i>	1986	NH ₃ -H ₂ O	México	2.98	10.50	35.0	0.43	91.0	0.0050	-13.0	-	-	-		
Best <i>et al.</i>	1990	NH ₃ -H ₂ O	México	5.11	18.00	35.0	0.50	91.0	0.0050	-13.0	-	-	-		
El Haj Assad <i>et al.</i>	2018	LiBr-H ₂ O	UAE	3.00	10.67	25.0	0.72	100.0	1.0000	3.6	0.40	-	-		
Gnaifaid and Ozcan	2021	LiBr-H ₂ O	Turkey	247.74	871.29	25.0	0.36	200.0	100.0000	7.0	227.30	61.00	37.80		292.75
Keçeciler <i>et al.</i>	2000	LiBr-H ₂ O	Turkey	64.14	225.57	30.0	0.57	60.0	12.5000	8.0	0.15	-	-		
Lech	2009	LiBr-H ₂ O	Iceland	598.22	2103.86	28.0	0.69	86.0	110.0000	7.0	100.00	-	-		2,365,047.19
Ozcan <i>et al.</i>	2019	NH ₃ -H ₂ O	Turkey	1.27	4.45	30.0	0.30	90.0	0.0930	2.0	0.36	-	14.07	6.4	549.4
Ayala <i>et al.</i>	1994	NH ₃ -LiNO ₃	México	2.98	10.50	35.0	0.44	100.0	0.0050	-13.0	-	-	-		
Rogowska A.	2003	LiBr-H ₂ O	Iceland	142.17	500.00	25.0	0.72	85.0	70.0000	12.0	0.50	-	-		
Sikorska-bączek R.	2015	NH ₃ -H ₂ O	Poland	142.17	500.00	30.0	0.70	80.0	152.7800	5.0	-	-	-		
Ma <i>et al.</i>	2010	LiBr-H ₂ O	China	28.43	100.00	24.0	0.38	70.0	5.0300	12.0	-	-	-		8253.7
Wu <i>et al.</i>	2021	NH ₃ -H ₂ O	China	3.63	12.75	25.0	0.64	150.0	10.0000	5.0	4.35	-	37.58		

Yilmaz	2017	NH ₃ -H ₂ O	Turkey	1055.77	3713.00	25.0	0.44	100.0	-	-	-	69.60	42.80	5.-9.	653,818.00
Wang <i>et al.</i>	2020	NH ₃ -H ₂ O	China	248.77	874.91	25.0	-	170.0	30.0000	5.0	10.44	-	43.69		
Wang <i>et al.</i>	2021	Zeotropic mixed	China	94.03	330.70	20.0	-	188.0	15.0000	11.9	25.89	-	53.27		
Ghiasi-rad <i>et al.</i>	2021	LiBr-H ₂ O	Iran	568.70	2000.00	35.0	0.48	100.0	100.0000	15.0	238.50	60.55	17.05	5.63	
Tetemke <i>et al.</i>	2021	NH ₃ -H ₂ O	Ethiopia	29.32	103.12	37.5	0.27	90.0	2.2800	6.0	-	-	-		
Ambriz-Díaz <i>et al.</i>	2021	NH ₃ -H ₂ O	Mexico	54.03	190.00	25.0	0.21	105.6	8.4200	5.0	6.38	30.68	27.43		
Ozturk and Dincer	2021	NH ₃ -H ₂ O	Turkey	514.10	1808.00	25.0	-	170.0	31.2400	-	-	-	57.18		
Chaiyat	2021	LiBr-H ₂ O	Thailand	4.27	15.00	30.2	0.40	110.0	-	-	-	17.23	15.13		
Gholizadeh <i>et al.</i>	2019	-	Iran	330.89	1163.70	20.0	-	170.0	10.0000	10.0	1.52	-	46.36		
Cao <i>et al.</i>	2021	Zeotropic mixed	China	11.83	41.60	20.0	-	200.0	1.0000	-10.0	0.22	44.50	35.80		
Lund	2001	LiBr-H ₂ O	USA	154.00	514.00	20.0	-	89.0	38.0000	7.0	23.00	-	-		
Lund and Boyd	2009	LiBr-H ₂ O	USA	312.00	1095.00	20.0	-	89.0	38.0000	7.0	23.00	-	-		
Rewat <i>et al.</i>	2022	LiBr-H ₂ O	India	-	-	25.0	0.69	100.0	30.0000	5.0	-	-	-		
Nami and Anvari-Moghaddam	2020	LiBr-H ₂ O	Iran	150.61	529.70	20.0	0.80	85.0	22.8000	12.0	25.30	-	49.60	4.6	
Uwera <i>et al.</i>	2015	NH ₃ -H ₂ O	Africa	39.80	140.00	25.0	0.49	150.0	3.8000	5.0	-	-	-		
Saucedo-Velázquez <i>et al.</i>	2022	LiBr-H ₂ O	Mexico	-	-	22.0	0.89	116.2	-	8.0	-	-	-		
Hernández-Magallanes <i>et al.</i>	2019	NH ₃ -LiNO ₃	Mexico	6.54	22.00	28.4	0.31	64.0	3.5300	-6.0	-	-	38.00		
Kordlar <i>et al.</i>	2020	NH ₃ -H ₂ O	Germany	25.59	90.00	22.3	-	135.0	120.0000	5.0	-	-	44.67		
Kordlar <i>et al.</i>	2023	NH ₃ -H ₂ O	Germany	25.59	90.00	15.0	-	138.0	23.9400	4.0	-	-	46.23		226.8
Saucedo-Velázquez <i>et al.</i>	2023	LiBr-H ₂ O	Mexico	1.96	6.90	28.0	0.85	80.0	-	4.0	-	-	-		
Yang <i>et al.</i>	2016	LiBr-H ₂ O	USA	900.00	3165.17	30.0	0.67	100.0	-	7.2	-	-	-	10.7	
Wu	2015	NH ₃ -H ₂ O	USA	3.43	12.05	-	0.66	97.0	-	17.0	-	-	-		

La Tabla 2 presenta los resultados de ocho estudios identificados centrados en la refrigeración de alimentos mediante energía geotérmica. Cabe destacar que el 63% de estos estudios utilizan LiBr-H₂O, mientras que el 38% opta por NH₃-H₂O como fluido de trabajo. El COP medio obtenido oscila entre 0.6. Además, el 50% de los estudios demuestra una capacidad de enfriamiento de 3 TR, activada por una fuente geotérmica que varía entre 90 °C y 100 °C, con un caudal medio de 0.32 kg/s. Es importante considerar que estos sistemas suelen funcionar a temperaturas ambiente de 25 a 30 °C.

Tabla 2. Refrigeración de alimentos asistida por energía geotérmica.

Autor	Año	Sistema por absorción	Lugar aplicado	COP	Capacidad de refrigeración (kW) / (TR)	T_g (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/s)	T_{amb} (°C)
-------	-----	-----------------------	----------------	-----	--	------------	--------------------	----------------

Best <i>et al.</i>	1986	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Mexico	0.43	10.5 / 3	91	0.09	25
Best <i>et al.</i>	1990	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Mexico	0.41	10.5 / 3	100	0.09	30
Wu	1992	single-effect (LiBr-H ₂ O)	USA	0.66	15.2 / 4	97	-	30
Ayala <i>et al.</i>	1994	single-effect (NH ₃ -LiNO ₃)	Mexico	0.38	10.5 / 3	90	0.09	30
El Haj Assad <i>et al.</i>	2018	single-effect (LiBr-H ₂ O)	UAE	0.72	10.8 / 3	100	1.00	25
Tawalbeh <i>et al.</i>	2020	single-effect (LiBr-H ₂ O)	UAE	0.73	16.2 / 5	100	1.00	25
Rawat <i>et al.</i>	2022	single-effect (LiBr-H ₂ O)	India	0.69	12.5 / 4	96	30.00	25
Saucedo-Velázquez <i>et al.</i>	2023	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Mexico	0.85	8.0 / 2	80	-	32

Mientras que la Tabla 3 muestra ejemplos de edificios que utilizan energía geotérmica para enfriar, con un 38% y un 46% que emplean LiBr-H₂O y NH₃-H₂O, respectivamente. Estas obras exhiben una capacidad de enfriamiento promedio de 363 TR, operando a temperaturas medias y flujos máscicos medios de 110 °C y 35 kg/s, respectivamente, incluso en condiciones climáticas de no más de 35 °C. Algunos de estos estudios han calculado eficiencias energéticas y exergéticas, incluidos los costos anuales de enfriamiento y los períodos de recuperación. En promedio, las eficiencias energéticas y exergéticas son del 37%, mientras que los indicadores económicos son de 2,783.00 USD con un período de recuperación de 5.6 años.

Tabla 3. Refrigeración de espacios asistido por energía geotérmica.

Autor	Sistema por absorción	Lugar aplicado	COP	Capacidad de refrigeración (kW) / (TR)	T_g (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/s)	T_{amb} (°C)	η_0 (%)	ψ_0 (%)	Tiempo de retorno (años)	Costo anual de refrigeración (USD)
Lund (2001)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	USA	-	1097.3 / 312	89	38.0	29	-	-	-	-
Rogowska (2003)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Poland	0.71	499.4 / 142	85	1.0	25	-	-	-	-
Lech (2009)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Iceland	0.69	2103.1 / 598	86	110.0	35	-	-	-	-
Ma <i>et al.</i> (2010)	double-effect (LiBr-H ₂ O)	China	0.40	98.5 / 28	70	5.0	32	-	-	4.0	4,706.00
Wang <i>et al.</i> (2013)	-	Australia	0.67	2001.1 / 569	90	-	25	-	-	-	-

Sikorska-bączek (2015)	single-effect (NH ₃ - LiNO ₃)	Poland	0.70	3889.6 / 1106	80	152.8	25	-	-	-	-
Uwera <i>et al.</i> (2015)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Africa	0.49	140.7 / 40	150	3.8	25	-	-	-	1,277.00
Yang <i>et al.</i> (2016)	double-effect (LiBr-H ₂ O)	USA	0.67	3063.2 / 871	100	-	30	-	-	5.2	-
Yilmaz (2017)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Turkey	0.44	3710.3 / 1055	100	100.0	25	-	-	8.8	653.80
Keçeciler <i>et al.</i> (2018)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Turkey	0.28	225.1 / 64	95	12.5	30	-	-	-	-
Han <i>et al.</i> (2019)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	China	-	2099.6 / 597	140	10.0	35	-	-	-	-
Ozcan <i>et al.</i> (2019)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Turkey	0.30	3.5 / 1	90	3.0	25	-	30.0	6.4	549.40
Ayou and Eveloy (2019)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	-	0.40	330.6 / 94	70	7.7	35	-	19.2	-	-
Hernández-Magallanes <i>et al.</i> (2019)	single-effect (NH ₃ - LiNO ₃)	Mexico	0.30	24.6 / 7	65	0.5	33	-	42.0	-	-
Gholizadeh <i>et al.</i> (2020)	-	Iran	-	1677.6 / 477	170	10.0	20		45.5	-	-
Nami and Anvari-Moghaddam (2020)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Turkey	0.80	527.6 / 150	95	19.4	35	55.4	48.0	4.6	-
Wu <i>et al.</i> (2021)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	-	-	228.6 / 65	150	10.0	25	-	37.0	-	-
Wng <i>et al.</i> (2021)	-	-	-	330.6 / 94	155	12.5	25	19.6	53.3	-	-
Tetemke <i>et al.</i> (2021)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Ethiopia	0.30	101.9 / 29	54	2.3	21	-	-	-	-
Ambriz-Díaz <i>et al.</i> (2021)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	USA	0.72	186.4 / 53	135	8.4	35	30.9	27.4	3.4	3,688.00
Ozturk and Dincer, (2021)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	-	0.75	1807.7 / 514	170	31.2	25	25.7	22.2	-	-
Ghiasirad <i>et al.</i> (2021)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Iran	0.79	4990.4 / 1419	100	100.0	25	60.6	17.1	5.6	622.40
Kordlar <i>et al.</i> (2021)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	Germany	-	3998.7 / 1137	138	120.0	8	-	46.2	-	-
Cao <i>et al.</i> (2021)	-	-	-	63.3 / 18	200	1.0	20	44.5	35.8	-	-
Seyyedvalilu <i>et al.</i> (2021)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	-	-	17.6 / 5	95	50.0	25	40.1	57.4	-	-
Chaiyat (2021)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	Thailand	0.45	14.1 / 4	100	-	30	17.2	15.1	7	7,986.00

Además, para clasificar la refrigeración como un subproducto dentro del enfoque en cascada geotérmica, la Tabla 4 presenta casos de cogeneración, trigeneración y poligeneración en plantas geotérmicas.

Tabla 4. Refrigeración como producto de la poligeneración en plantas geotérmicas.

Autor	Sistema por absorción	Lugar aplicado	COP	Capacidad de refrigeración (kW) / (TR)	T_g (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/s)	T_{eva} (°C)	$\dot{m}_{eva}$ (kg/s)	T_{amb} (°C)	η_0 (%)	ψ_0 (%)
Li <i>et al.</i> (2018)	NH ₃ -H ₂ O	China	1.1	60 / 17	140	1	-	-	-	75	47
Gholizadeh <i>et al.</i> (2019)	-	Iran	-	1163.7 / 330.9	170.0	10.0	10.0	1.5	20.0	-	46.4
Wang <i>et al.</i> (2020)	NH ₃ -H ₂ O	China	-	874.9 / 248.8	170.0	30.0	5.0	10.4	25.0	-	43.7
Nami and Anvari-Moghaddam (2020)	LiBr-H ₂ O	Iran	0.80	529.7 / 150.6	85.0	22.8	12.0	25.3	20.0	-	49.6
Kordlar <i>et al.</i> (2020)	NH ₃ -H ₂ O	Germany	-	90.0 / 25.6	135.0	120.0	5.0	-	22.3	-	44.7
Gnaifaid and Ozcan (2021)	LiBr-H ₂ O	Turkey	0.36	871.3 / 247.7	200.0	100.0	7.0	227.3	25.0	61.0	37.8
Wu <i>et al.</i> (2021)	NH ₃ -H ₂ O	China	0.64	12.8 / 3.6	150.0	10.0	5.0	4.4	25.0	-	37.6
Wang <i>et al.</i> (2021)	zeotropic-based ORC-ERC	China	-	330.7 / 94.0	188.0	15.0	11.9	25.9	20.0	-	53.3
Ghiasirad <i>et al.</i> (2021)	LiBr-H ₂ O	Iran	0.48	2000.0 / 568.7	100.0	100.0	15.0	238.5	35.0	60.6	17.1
Ambriz-Díaz <i>et al.</i> (2021)	NH ₃ -H ₂ O	Mexico	0.21	190.0 / 54.0	105.6	8.4	5.0	6.4	25.0	30.7	27.4
Ozturk and Dincer (2021)	NH ₃ -H ₂ O	Turkey	-	1808.0 / 514.1	170.0	31.2	-	-	25.0	-	57.2
Chaiyat (2021)	LiBr-H ₂ O	Thailand	0.40	15.0 / 4.3	110.0	-	-	-	30.2	17.2	15.1
Cao <i>et al.</i> (2021)	zeotropic-based ORC-ERC	China	-	41.6 / 11.8	200.0	1.0	-10.0	0.2	20.0	44.5	35.8
Leveni and Cozzolino (2021)	NH ₃ -H ₂ O	USA	-	1025 / 291	140	291	-	-	-	-	-
Kordlar <i>et al.</i> (2023)	NH ₃ -H ₂ O	Germany	-	90.0 / 25.6	138.0	23.9	4.0	-	15.0	-	46.2

De acuerdo con los estudios ya abordados se identifica que, a pesar de los cambios climáticos globales, los recursos geotérmicos en cascada se utilizan cada vez más para acondicionar edificios,

lo que presenta una solución sostenible y rentable. En la revisión de la literatura, se han explorado tecnologías destinadas a mejorar el COP con capacidades de enfriamiento promedio de 3 TR para alimentos (Ayala et al., 1994; Best et al., 1986, 1990) y 363 TR para edificios (Lund, 2001; Lund & Boyd, 2009). Los sistemas de refrigeración de alimentos operan a 90-100 °C y un rango promedio de 0.6, mientras que los sistemas de enfriamiento de edificios funcionan a 110 °C. Por otro lado, las eficiencias energéticas y exergéticas promedian el 37%, con un período de recuperación de 5.6 años.

1.1.8. Refrigeración asistida por energía solar

Esta sección profundiza en los estudios sobre refrigeración que involucran energía solar, con el propósito de evaluar la demanda global de enfriamiento en relación con el impulso que ofrece la energía geotérmica. La refrigeración solar ha emergido como un componente estratégico para reducir el consumo eléctrico y avanzar hacia edificaciones de energía neta cero. A nivel mundial, la energía solar se ha consolidado como una de las principales fuentes renovables: en 2022 ocupó el primer lugar en el despliegue de paneles fotovoltaicos y el séptimo en aplicaciones de calefacción y refrigeración (IRENA, 2024). En el caso de México, el país se ubicó en la decimoquinta posición en capacidad instalada, lo que lo perfila como un actor con potencial creciente para integrar soluciones de refrigeración solar y geotérmica en el sector residencial y comercial.

En la última década, la investigación ha evidenciado que los sistemas de absorción alimentados por energía solar no solo son técnicamente factibles, sino también adaptables a diferentes sectores: desde el ámbito residencial y educativo, hasta aplicaciones agrícolas e industriales. Best et al. (2013) llevaron a cabo un análisis sobre la factibilidad de sistemas de refrigeración por absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ enfriados por aire en la agroindustria mexicana, particularmente en el sector cárnico. Mediante simulaciones en TRNSYS, evaluaron el acoplamiento con energía solar térmica a través de colectores de tipo Fresnel, identificando un potencial significativo de ahorro energético y reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Sin embargo, aunque se demostró la viabilidad técnica para operar a temperaturas de suministro tan bajas como 2 °C, los autores reconocen que los costos iniciales aún resultaban elevados para su adopción inmediata. Aun así, subrayaron que la tendencia al alza en tarifas de electricidad y gas, junto con la disminución de los costos tecnológicos, perfilan la factibilidad económica en el corto plazo. Su estudio además destaca beneficios colaterales frecuentemente omitidos en análisis financieros convencionales, como la reducción de picos de demanda eléctrica, la menor dependencia de importaciones energéticas y la generación de capacidades locales. Viñas et al. (2015) evaluaron la implementación de un sistema de refrigeración por absorción solar combinado con gas licuado de petróleo (GLP) en viviendas de bajos ingresos ubicadas en zonas costeras de México. Su estudio demostró que la propuesta resulta técnicamente factible, aunque aún no

plenamente competitiva en términos económicos. Los autores reportaron que el sistema alcanza periodos de retorno de inversión (ROI) menores a la mitad de la vida útil del equipo, estimados entre 12 y 13 años, lo que evidencia un horizonte de recuperación aceptable dentro del sector residencial de bajos ingresos. Además, el sistema generó ahorros significativos en el consumo de GLP, al aprovechar el agua caliente solar para usos sanitarios, y logró mantener temperaturas interiores en un rango de 24–28 °C durante gran parte de la temporada cálida, lo que confirma su contribución a la mejora del confort térmico. No obstante, los resultados enfatizan que, para su masificación, se requiere avanzar en esquemas de financiamiento, reducción de costos iniciales y optimización de la integración energética. Además, Brumana y Franchini (2016) realizaron una comparación entre sistemas solares de enfriamiento evaporativo desecante (DEC) y de absorción (LiBr–H₂O), considerando la variabilidad climática y la carga térmica de una vivienda residencial. Sus resultados muestran que el desempeño de ambas tecnologías depende fuertemente de las condiciones ambientales y de la magnitud de la carga de enfriamiento. En particular, el sistema de absorción con 35 kW de capacidad (10 TR) y 120 m² de colectores solares resulta viable en climas secos como Riad, mientras que, en Abu Dabi, donde la carga de enfriamiento es mayor, la fracción solar se reduce a la mitad. El sistema DEC ofrece un rendimiento aceptable en climas áridos, pero se torna ineficiente en condiciones de alta humedad. Continuando con el desarrollo y las simulaciones de refrigeración impulsada por energía solar, Asim et al. (2016) simularon un sistema de enfriamiento por absorción alimentado por colectores solares de tubos de vacío en condiciones de verano en Lahore, Pakistán, utilizando el software TRNSYS y datos climáticos TMY2. Sus resultados muestran que el rendimiento de los colectores solares es suficiente para cubrir la demanda térmica del sistema durante la temporada de enfriamiento, mientras que el tanque de almacenamiento estratificado mantiene el calor con pérdidas inferiores al 1% de la energía total suministrada. La energía eléctrica requerida representa aproximadamente el 14% de la carga de enfriamiento. Mientras tanto, Xu y Wang (2017) desarrollaron un modelo de redes neuronales artificiales para un sistema de enfriamiento por absorción LiBr–H₂O de 50 kW acoplado a un colector cilindro parabólico (CPC), validado con datos experimentales e implementado en TRNSYS. Los resultados mostraron un COP promedio diario de 0.88 y un COP solar de 0.35 bajo condiciones climáticas de Miami, con 10.4 h de operación en un día soleado. El estudio evidenció que el incremento del área de captación y el volumen de almacenamiento mejora el desempeño hasta un umbral de saturación, identificando un tamaño óptimo de tanque para minimizar pérdidas térmicas. En comparación con sistemas de simple y doble efecto reportados en la literatura, la propuesta alcanzó mayores eficiencias con menor área de colectores, consolidándose como una alternativa viable para enfriamiento solar de alta eficiencia. Por otro lado, Sokhansefat et al. (2017) llevaron a cabo una simulación transitoria y validación experimental de un

sistema de enfriamiento solar por absorción en Teherán, compuesto por un “chiller” de simple efecto de 17.58 kW (5 TR), 49.86 m² de colectores de tubos de vacío, torre de enfriamiento de 15 TR y tanque de almacenamiento de 1000 L. El análisis paramétrico identificó valores óptimos de operación: área de captación de 55 m², caudal másico de 1000 kg/h, volumen de 1 m³, inclinación de 35° y temperatura de arranque de caldera auxiliar de 77 °C que permitieron incrementar la fracción solar de 32.9% a 42.1%. Los resultados demostraron que el sistema requiere apoyo de caldera auxiliar para operación continua, pero con potencial significativo de reducción en la demanda eléctrica en horas pico estivales, aportando viabilidad técnica y beneficios energéticos en contextos urbanos de alta carga térmica.

Khan et al. (2018) desarrollaron modelos en TRNSYS para evaluar un sistema de enfriamiento solar por absorción de efecto simple con capacidad máxima de 298 kW ($\approx$ 85 TR) en Islamabad. El estudio comparó colectores planos (FPC) y de tubos evacuados (ETC), concluyendo que los FPC no son adecuados debido a la alta temperatura de operación requerida (>100 °C). Se identificó que la configuración con ciclo aislado de almacenamiento y “chiller” (C-2), combinada con ETC, optimiza el ahorro de energía primaria: con un área de captación de 400 m² se alcanzó una eficiencia promedio del colector de 0.54 y una fracción solar de 0.59, mientras que la configuración convencional (C-1) requería 560 m² para lograr el mismo ahorro. Aunque sin validación experimental directa, los resultados fueron consistentes con estudios previos, destacando la relevancia de la eficiencia primaria sobre indicadores aislados como la fracción solar. Ren et al., (2018) modelaron a través de TRNSYS un sistema de recursos energéticos distribuidos (DER) en un hotel de Shanghái, considerando modos de seguimiento de calor y seguimiento de electricidad. En ambos casos, el sistema DER superó al esquema centralizado convencional en desempeño energético, económico y ambiental, aunque el modo de seguimiento de calor mostró ventajas superiores, confirmando la pertinencia de la gestión térmica prioritaria en aplicaciones hoteleras de alta demanda. Cascetta et al. (2018) realizaron un análisis transitorio de un sistema de refrigeración solar agroindustrial con un “chiller” por absorción de doble efecto de 150 kW (43 TR), tanques de almacenamiento de 5 m³ y una caldera auxiliar de 50 kW. Se evaluaron dos tecnologías de colectores: tubos evacuados (ETC) y cilindro parabólicos (PTC). Los resultados indicaron que en verano los PTC alcanzan mayor eficiencia al reducir la dependencia de la caldera auxiliar, mientras que en invierno los ETC ofrecen mayores fracciones solares, con un ahorro de energía primaria de hasta 84% respecto a sistemas convencionales. Pese a la ausencia de validación experimental, los resultados concuerdan con tendencias reportadas en la literatura, reforzando la importancia del acoplamiento estacional de colectores y “chiller”.

ret al. (2019) evaluaron un sistema de refrigeración por absorción de 35 kW (10 TR) alimentado con energía solar térmica, instalado en una escuela primaria aislada en Puertecitos, Baja California. Las simulaciones en TRNSYS mostraron que el sistema satisface la demanda de climatización de cuatro aulas durante la jornada escolar, operando hasta con 75% de carga sin requerir periodos exclusivos de acumulación térmica. Se evidenció la capacidad del circuito de agua helada para modular cargas parciales, aunque el consumo de agua en la torre de enfriamiento ($4 \text{ m}^3/\text{semana}$) constituye una limitante en zonas con escasez hídrica, sugiriéndose el uso de agua de mar como alternativa. El estudio confirma la viabilidad técnica de los sistemas solares de absorción en comunidades fuera de red, incorporando criterios de eficiencia energética, operatividad y sostenibilidad del recurso agua.

El estudio de Rejeb et al. (2020) analizaron un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) acoplado a colectores cilindro-parabólicos (PTC) en Sharjah, EAU, empleando nanofluidos como fluido de trabajo. Los resultados mostraron que el nanofluido $\text{Cu-H}_2\text{O}$ (0.5% vol.) incrementó el COP en días fríos hasta 0.74, lo que representa mejoras del 12.5–15.5% respecto al agua pura. En contraste, en condiciones cálidas (9:00–15:00 h) el máximo COP alcanzado fue 0.77, sin diferencias significativas entre nanofluidos y agua, lo que indica que los beneficios de los nanofluidos son sensibles a la temperatura ambiente y al perfil de irradiancia. Vazini y Khoshgoftar (2020) evaluaron un sistema de cogeneración solar-gas en Qeshm (Irán), conformado por colectores parabólicos, un enfriador por absorción y un precalentador de aire de combustión, mediante simulaciones dinámicas (TRNSYS y MATLAB) con análisis 4E. Los resultados muestran que el esquema híbrido permite un ahorro aproximado de 1019 t/año de combustible, una reducción de 197 kpts en impactos ambientales y un incremento de 4.8% en la eficiencia térmica del ciclo. Asimismo, el acoplamiento con una unidad de osmosis inversa incrementó en 255 t/h la producción de agua desalinizada, confirmando el potencial de la poligeneración solar para mejorar simultáneamente el desempeño energético, ambiental y de servicios en climas cálidos.

En el contexto de los esfuerzos para iniciar o apoyar los DCS, Ferwati et al. (2021) investigaron un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto alimentado con energía solar, utilizando como fluido de trabajo alternativo la mezcla $\text{H}_2\text{O}-[\text{mmim}][\text{DMP}]$ en sustitución del convencional $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$. Mediante modelado termodinámico (NRTL) y simulación, se validó su desempeño frente a condiciones de referencia, encontrándose un COP máximo de 1.81 y un E-COP de 0.69 para $T_e/T_h/T_a/T_c = 20/68/30/30 \text{ }^\circ\text{C}$. Los resultados evidenciaron que la mezcla iónica permite un aprovechamiento más eficiente del calor de baja temperatura ($200 \text{ }^\circ\text{C}$), mejora la relación de consumo específico de refrigeración y ofrece potencial para superar limitaciones del LiBr , aunque su desempeño depende fuertemente de las condiciones de fuente y sumidero térmico. Por su parte,

Lahoud et al. (2021) realizaron una revisión sistemática sobre enfriadores de absorción solares, fluidos de trabajo y tecnologías de captación, destacando que la viabilidad energética y ambiental de estos sistemas depende de la correcta selección del colector (en función del rango térmico requerido), así como de parámetros de diseño como el área de captación, el volumen de almacenamiento y el caudal de solución. Aunque presentan costos iniciales elevados, su periodo de retorno es relativamente corto y los beneficios ambientales significativos, particularmente en regiones de alta radiación como Líbano. El estudio enfatiza la necesidad de prototipos y validación experimental para optimizar la integración en climas específicos. Otro estudio de Bordignon et al. (2022) propusieron un sistema integral basado en paneles PVT y bombas de calor reversibles acopladas a redes de calefacción distrital de muy baja temperatura, evaluado en Helsinki, Berlín y Estrasburgo. El sistema mostró altos coeficientes de rendimiento estacional ($SEER = 4.9$ en refrigeración y $SCOP = 5.4$ en calefacción), estabilidad operativa a largo plazo gracias al balance térmico aportado por los PVT y una elevada autosuficiencia eléctrica (70%). Sus resultados confirman la idoneidad de este enfoque para pequeños distritos residenciales en climas fríos. Otro estudio realizado por Ismaen et al. (2022) analizaron configuraciones de refrigeración de distrito solar en climas cálidos, considerando tarifas eléctricas y áreas disponibles. Identificaron que los sistemas asistidos con PV y PVT son competitivos frente a la refrigeración convencional, reduciendo hasta un 89.5% el consumo de energía primaria y las emisiones de CO_2 . No obstante, la competitividad económica depende fuertemente del precio de la electricidad y del espacio de instalación, lo que subraya la necesidad de políticas tarifarias coherentes para fomentar su adopción. De manera similar, Pourmoghadam et al. (2022) desarrollaron y simularon un sistema solar CCHP con ciclo de eyector, alcanzando un rendimiento global anual del 32.6% y una fracción solar de hasta 70% bajo condiciones óptimas ($T_{in} = 210\text{ }^{\circ}C$). La producción anual alcanzó 185.5 kW (52.7 TR) de refrigeración, 598.7 kW de calefacción y 680.5 kW de electricidad, aunque el colector solar concentró el 27% de la destrucción exergética. Estos resultados evidencian tanto el potencial de la trigeneración solar como los retos asociados a la eficiencia exergética de sus componentes.

En un estudio reciente de Ibrahim et al. (2024) realizaron una revisión de la refrigeración solar mediante enfriadores de absorción, integrados con almacenamiento térmico y estrategias de control. El estudio evidencia que estas configuraciones permiten un manejo eficiente de la energía solar, optimizan el confort térmico en edificios y constituyen una alternativa sostenible frente a los sistemas de aire acondicionado convencionales, al reducir el consumo de electricidad y mejorar la eficiencia energética. Qureshi et al. (2024) evaluaron un sistema autónomo de refrigeración combinado ORC–VCR operando con calor residual de baja calidad o recursos térmicos renovables (solar, geotérmico). Los resultados mostraron que el uso de n-Dodecano en el ORC y isopentano en el ciclo de

refrigeración alcanza un COP general de 1.017, mientras que en una configuración simple ORC–VCR con tolueno e isopentano el COP fue de 0.7174 para temperaturas de evaporación de hasta 315 °C. El estudio destaca la influencia crítica de las temperaturas de evaporación en ambos ciclos sobre la eficiencia global, así como la ventaja ambiental de emplear fluidos naturales con bajo potencial de calentamiento global (GWP) y de agotamiento de ozono (ODP), especialmente en regiones con suministro eléctrico inestable.

La Tabla 5 proporciona una descripción general de varios estudios centrados en la energía solar para refrigeración. Entre estos trabajos, el 63% emplea colectores de tubos de vacío (ETC), con un COP medio de 0.7. La capacidad de enfriamiento promedio es de 14.8 TR, operando a una temperatura promedio de 108 °C, con una fracción solar del 76%.

Tabla 5. Refrigeración asistida por energía solar.

Autor	Sistema por absorción	Sistema solar	Lugar aplicado	COP	Capacidad de refrigeración (kW) / (TR)	$T_{in.gen}$ (°C)	f (%)
Best <i>et al.</i> (2013)	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	FC	Mexico	0.57	390 / 110.9	130	18
Viñas <i>et al.</i> (2013)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	ETC	Mexico	0.33	35.2 / 10.0	100	24
Brumana and Franchini (2016)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	ETC	UAE	0.72	35 / 10.0	90	44
Asim <i>et al.</i> (2016)	hot water fired	ETC	Pakistan	0.60	3.5 / 1.0	-	
Xu and Wang (2017)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	CPC	USA	0.88	50 / 14.2	100	
Cascetta <i>et al.</i> (2018)	double-effect (LiBr-H ₂ O)	ETC / PTC	Italy	1.20	150 / 42.7	150	
Aguilar-Jiménez <i>et al.</i> (2019)	single-effect (LiBr-H ₂ O)	ETC	Mexico	0.70	35 / 10.0	90	
Pourmoghadam <i>et al.</i> (2022)	-	PTC	Iran	-	185.5 / 52.8	95	

Los sistemas de refrigeración asistidos por energía solar están avanzando significativamente en el ámbito de la climatización y el confort térmico en edificios. Varios estudios han demostrado cómo diversas tecnologías solares pueden alimentar eficientemente sistemas de refrigeración en distintos contextos. Por ejemplo, en investigaciones recientes, se utilizaron colectores solares de canal parabólico (PTC) en sistemas de aire acondicionado solar con una solución LiBr-H₂O y nanofluidos,

alcanzando un COP máximo de 0.77 en días calurosos. Además, los colectores de tubo de vacío han mostrado buenos resultados en sistemas de refrigeración por absorción de efecto simple, especialmente en climas cálidos como los de Pakistán, mejorando la eficiencia energética de los sistemas. También se ha utilizado colectores cilindro parabólicos (CPC) en sistemas de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O, optimizados con modelos de redes neuronales artificiales (ANN), lo que demuestra su efectividad en la mejora del rendimiento de estas tecnologías. Un ejemplo destacado es el caso de México, donde un sistema de enfriamiento por absorción de 35 kW (9.95 TR), alimentado por colectores solares térmicos, proporcionó confort térmico a una escuela fuera de la red, lo que resalta la viabilidad práctica de esta tecnología en áreas remotas (Aguilar-Jiménez et al., 2019). Estos hallazgos demuestran no solo la viabilidad ambiental y energética de las tecnologías solares, sino también su rentabilidad en diversas regiones y condiciones climáticas.

1.1.9. Refrigeración asistida por energía solar y energía geotérmica

La integración de la energía geotérmica y solar en las plantas de generación eléctrica presenta una solución prometedora que aprovecha las ventajas de ambas fuentes de energía, en el ámbito de la refrigeración. La energía geotérmica ofrece una fuente de calor constante y estable, lo que garantiza la fiabilidad de los sistemas de refrigeración. Al mismo tiempo, la energía solar, al ser renovable, proporciona un recurso valioso durante los picos de demanda de refrigeración, normalmente durante las horas del día. Este enfoque combinado no solo reduce la dependencia de los combustibles fósiles, sino que también reduce las emisiones de carbono y mejora la eficiencia energética general. La flexibilidad de utilizar la energía geotérmica y solar la hace adaptable a las distintas demandas energéticas y condiciones climáticas. Esta sección profundiza en trabajos recopilados sobre poligeneración y cogeneración dentro de sistemas híbridos que integran a la perfección la energía solar y geotérmica para fines de refrigeración.

Ezzat y Dincer (2016) desarrollaron un sistema de poligeneración que combina energía geotérmica y solar, evaluado mediante análisis energético y exergético. El sistema alcanzó eficiencias globales de 69.6% y 42.8%, respectivamente, con una capacidad de enfriamiento de 1787 kW (508 TR). Los COPs energéticos y exergéticos del ciclo de absorción fueron 0.678 y 0.2532, mientras que los del ciclo de bomba de calor fueron 2.029 y 0.18. Se identificaron las mayores tasas de destrucción de exergía en los colectores solares (12.32 MW), y la eficiencia energética global del sistema superó cinco veces a la del ciclo geotérmico básico, destacando la ventaja de integrar recursos renovables para mejorar el desempeño del sistema. Calise et al. (2016) evaluaron un sistema de poligeneración solar-geotérmica basado en un ciclo Rankine orgánico (ORC) integrado con destilación multiefecto (MED) y colectores parabólicos (PTC). A través de simulaciones energéticas, exergéticas y

exergoeconómicas diarias, semanales y anuales, se observó que la fuente geotérmica aportó de manera constante, mientras que la energía solar fluctuó según la irradiación, con mayor destrucción de exergía en el ORC, intercambiador secundario y colectores PTC. Los análisis exergoeconómicos indicaron que los costos de electricidad variaron entre 0.1475 y 0.1722 €/kWh, y los del agua desalada entre 0.5695 y 0.6023 €/kWh, mostrando que la producción de agua potable es competitiva en comunidades con escasez hídrica, mientras que la generación eléctrica resulta menos competitiva bajo las condiciones actuales de mercado. Carotenuto et al. (2017) desarrollaron un sistema de calefacción y refrigeración de baja temperatura para un distrito residencial en Monterusciello, Italia, integrando energía solar, geotérmica y biomasa mediante colectores solares evacuados, pozo geotérmico, caldera de biomasa y un enfriador de absorción. La simulación dinámica mostró que el sistema cubre casi completamente la demanda térmica invernal mediante fuentes renovables, con mínima activación de la caldera en verano, y satisface prácticamente toda la demanda de agua caliente sanitaria. Se alcanzaron un COP de 0.51 para el enfriador de absorción, eficiencia de colectores del 40% y pérdidas de energía en la red del 13.3%. La contribución de energía provino en un 60% de la solar, 26% de la geotérmica y 14% de la biomasa, logrando un ahorro de energía primaria de 31.4 GWh/año, equivalente a más del 75% respecto al sistema de referencia. Económicamente, el sistema es poco rentable sin incentivos (payback $\approx$ 20 años), pero con apoyo público la recuperación se reduce a 10 años. Los autores recomiendan estudios futuros enfocados en análisis exergoeconómico, optimización y evaluación bajo diferentes condiciones climáticas.

Li et al. (2018) desarrollaron un sistema de poligeneración basado en energía geotérmica proveniente de pozos petroleros con alto corte de agua, integrando enfriamiento, calefacción, generación eléctrica y recuperación de petróleo (CCHPOR). La temperatura del agua geotérmica varió entre 100 y 150 °C, logrando una eficiencia energética máxima del 75% y una capacidad de enfriamiento de 60.31 kW (17.15 TR). El sistema permitió reemplazar calderas de petróleo, ahorrar combustible y demostrar viabilidad técnico-económica, aprovechando la energía geotérmica de forma escalonada y adecuada para aplicaciones en campos petroleros en etapas avanzadas de extracción. Galindo-Luna et al. (2018) propusieron un sistema híbrido solar-geotérmico para aire acondicionado en Santa Rosalía, México, combinando un campo de colectores solares de canal parabólico con una fuente geotérmica para aumentar la temperatura del fluido de trabajo. La simulación y evaluación experimental con un campo de nueve colectores (46.1 m²) mostraron que la temperatura máxima en el tanque de almacenamiento alcanzó 93.8 °C y el COP del sistema de absorción NaOH-H₂O fue cercano a 0.71, con temperatura de evaporador de 10 °C, adecuada para confort térmico. El estudio demostró que la integración geotérmica y solar permite un aporte térmico estable y eficiente para sistemas de aire acondicionado en regiones con alta radiación solar. Otro estudio, realizado por Alirahmi et al. (2020) propusieron un

sistema multigeneración basado en energía geotérmica y colectores solares de canal parabólico, diseñado para producir electricidad, refrigeración por absorción, agua dulce, hidrógeno y agua caliente sanitaria. El desempeño del sistema se evaluó mediante análisis energético, exergético y exergoeconómico, y se optimizó usando un algoritmo NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II) es un algoritmo evolutivo multiobjetivo ampliamente utilizado en ingeniería y optimización. Su propósito principal es encontrar soluciones óptimas simultáneamente para múltiples objetivos que pueden ser conflictivos, como eficiencia energética vs. costo económico en un sistema energético. Los resultados indicaron que la eficiencia exergética máxima alcanzó 31.99% y la eficiencia energética 18.69%, con un costo total de 317 \$/GJ considerando Therminol 59 como fluido geotérmico y R123 como fluido orgánico. La producción del sistema incluyó hidrógeno a 2.648 kg/h, agua dulce a 32.68 m³/h, carga de enfriamiento de 275.6 kJ/s y agua caliente sanitaria a 13.36 kg/s.

Javadi et al. (2021) presentaron un sistema multigeneración que integra una planta geotérmica de doble flash, una torre solar concentrada, un ciclo Rankine orgánico (ORC), un enfriador de absorción de LiBr-H₂O de una sola etapa y un electrolizador alcalino. El sistema fue evaluado en EES considerando eficiencia energética, exergética y exergética-económica. Entre los principales resultados destacan: la producción total del sistema alcanza 43.640 kW, con eficiencias energética y exergética de 17,68% y 18,36%, respectivamente; mediante la reducción del flujo de geo-fluido en un 21%, se incrementan las eficiencias a 19% y 19,29%, alargando la vida útil de la fuente geotérmica. El sistema permite producir hasta 161,604 kg/h de hidrógeno, con costos de 7,63 \$/kg, y alcanza una capacidad de enfriamiento de 1243 kW (COP = 0.71) y calefacción de 8870 kW. La eficiencia máxima se logra para presiones de flash entre 650 y 750 kPa, con mínima destrucción de exergía, evidenciando la importancia de parámetros clave como flujo de geo-fluido, presión de flash, irradiación solar y temperatura de la fuente geotérmica en el desempeño integral.

De manera similar, Calise et al. (2021) desarrollaron una planta de trigeneración renovable basada en ciclo Rankine orgánico activado por un pozo geotérmico, caldera de biomasa y campo fotovoltaico, simulada dinámicamente en TRNSYS. La planta produce calor, refrigeración y electricidad para un edificio residencial en Campi Flegrei, Italia, logrando independencia energética casi total, con la energía no renovable cubriendo solo el 1.5% de la demanda. La fuente geotérmica aporta el 72% de la energía térmica. El ahorro de energía primaria y las emisiones de CO₂ evitadas son aproximadamente 139% y 140%, respectivamente. La optimización del sistema determinó la configuración óptima con batería de 22.78 kWh y área fotovoltaica de 515 m², alcanzando un periodo de recuperación de 15 años. Además, el flujo de agua en los serpentines y en el brine water se ajustó

para minimizar el uso de la caldera de biomasa, maximizando la eficiencia energética y reduciendo costos operativos, aunque aumentando moderadamente el consumo eléctrico de bombeo.

La Tabla 6 proporciona una representación visual de la cronología de los estudios de casos de poligeneración, que muestran la aplicación de las energías geotérmica y solar en la refrigeración de alimentos, procesos industriales y espacios, destaca que la mayoría de los estudios se centran en el acondicionamiento de espacios, utilizando LiBr-H₂O como el fluido de refrigeración más común, con un COP promedio de 0.7 para espacios de refrigeración. Estos estudios muestran una eficiencia exergética promedio del 30% y una eficiencia energética promedio del 41%. Esto sugiere un potencial significativo para generar frío utilizando tanto energía geotérmica como solar.

Tabla 6. Estudios de refrigeración como subproducto de la poligeneración.

Autor	Año	Sistema por absorción	Sistema solar	Lugar aplicado	COP	Capacidad de refrigeración (kW) / (TR)	T_g (°C)	$\dot{m}_g$ (kg/s)	η_0 (%)	ψ_0 (%)	f (%)
Calise <i>et al.</i>	2016	single-effect (LiBr-H ₂ O)	PTC	Italy	0.80	9000 / 2559	160	40	54.7	26.7	9.6
Ezzat and Dincer	2016	single-effect (NH ₃ -H ₂ O)	PTC	Mexico	0.67	1787 / 508	130	17.1	69.6	42.8	-
Carotenuto <i>et al.</i>	2017	single-effect (LiBr-H ₂ O)	ETC	Italy	0.6	20,000/5686	100	-	44.2	-	55.4
Galino-Luna <i>et al.</i>	2018	single-effect (NaOH-H ₂ O)	PTC	Mexico	0.71	7.1 / 2	90	-	-	-	-
Alirahmi <i>et al.</i>	2020	-	PTC	-	-	275.6 / 78.4	180	-	18.7	32	-
Javadi <i>et al.</i>	2021	single-effect (LiBr-H ₂ O)	SPT	Iran	0.71	1243 / 353	237	285	-	19.3	-
Calise <i>et al.</i>	2021	single-effect (LiBr-H ₂ O)	PVT	Italy	0.73	80 / 23	94	10	-	-	-

En última instancia, la integración de los sistemas de refrigeración geotérmica y solar en un enfoque híbrido podría optimizar el rendimiento, la eficiencia energética y el retorno de la inversión. Un análisis exhaustivo de los sistemas de refrigeración por absorción alimentados por energía geotérmica y solar, centrado en tres categorías distintas: independencia geotérmica, independencia solar y sistemas de poligeneración (Tablas 1, 5 y 7). Los hallazgos indican que los sistemas de absorción utilizan principalmente refrigerantes como LiBr-H₂O y NH₃-H₂O, con diferentes configuraciones de tecnologías solares, incluidos colectores de tubos de vacío (ETC), colectores de canal parabólico

(PTC) y colectores parabólicos compuestos (CPC). Los valores del coeficiente de rendimiento (COP) varían de 0.33 a 1.20 en los sistemas independientes de la energía solar y geotérmica, lo que refleja niveles de eficiencia moderados. En cambio, los sistemas de poligeneración demuestran capacidades operativas mejoradas, ya que admiten cargas de refrigeración más grandes (de 7.1 kW a 20 000 kW) y mantienen valores de COP entre 0.60 y 0.80. El análisis geográfico revela una representación significativa de México, lo que indica un énfasis regional en el aprovechamiento de los recursos energéticos renovables. En general, la integración de la energía geotérmica y solar en los sistemas de refrigeración por absorción destaca el potencial para optimizar la eficiencia energética y promover prácticas sostenibles en diversas condiciones climáticas.

Además, la Tabla 7 presenta una comparación de las tecnologías asistidas por los dos temas abordados, energía geotérmica y energía solar, evaluando su eficiencia energética y exergética, el rendimiento de los sistemas, los períodos de recuperación y los costos de inversión.

Tabla 7. Contraste de estudios que utilizan energías geotérmica y solar clasificadas por refrigerante.

Energía aprovechada	Refrigerante	T _{gen} (°C)	COP	η_0 (%)	ψ_0 (%)	Tiempo de retorno (years)	Costo de refrigeración (USD)
Geotermia	LiBr-H ₂ O	95-237	0.3-0.8	20-60	15-50	5+11	300-2300000
	NH ₃ -H ₂ O	90-170	0.2-0.7	30-60	15-60	5+7	300-660000
	NH ₃ -LiNO ₃	70-100	0.3-0.4	-	30-40	-	-
	Zeotropic mixed	180-200	-	40-50	30-55	-	-
Solar	LiBr-H ₂ O	95-110	0.5-0.7	19	19.2 9	12 +19	-
	NH ₃ -H ₂ O	130	0.58-0.67	69.6	42.8	-	-

Cuando se comparan los sistemas de refrigeración solar con los geotérmicos, emergen diferencias clave tanto en eficiencia técnica como en factores económicos. Los sistemas geotérmicos, especialmente aquellos que aprovechan fuentes de calor existentes, como plantas geotérmicas o pozos abandonados, exhiben una mayor capacidad de extracción de calor. Esto permite que los sistemas geotérmicos operen de manera eficiente sin los altos costos de perforación asociados con nuevas instalaciones. Los sistemas de refrigeración geotérmica que emplean refrigerantes como LiBr-H₂O y NH₃-H₂O tienen un rango de temperatura de 70-237 °C y un COP que varía entre 0.2 y 0.8, lo que los coloca en una posición favorable en términos de eficiencia energética. En contraste, los sistemas de refrigeración solar operan a temperaturas más bajas (95-130 °C) y presentan un COP entre 0.5 y 0.7,

lo que refleja una ligera ventaja en términos de eficiencia para los sistemas geotérmicos. Además, la eficiencia energética (η_0) y exergética (ψ_0) en los sistemas geotérmicos pueden alcanzar hasta el 60% y 50%, respectivamente, mientras que en los sistemas solares estos valores son menores. En cuanto a la economía, los sistemas geotérmicos suelen mostrar mejores períodos de recuperación de la inversión, entre 5 y 11 años, debido a su capacidad de poligeneración, lo que les permite producir refrigeración, calefacción y electricidad simultáneamente. Por otro lado, los sistemas de refrigeración solar requieren una inversión inicial considerable en colectores y equipos, lo que generalmente extiende el período de recuperación a unos 20 años. Esta diferencia resalta la importancia de considerar la disponibilidad de recursos y la estabilidad operativa al seleccionar la tecnología más adecuada para cada caso específico.

1.2. Conclusiones del estado del arte

El análisis del estado del arte sobre refrigeración basada en energías renovables evidenció tendencias diferenciadas según la tecnología utilizada. La investigación sobre refrigeración directa con energía geotérmica mostró un crecimiento promedio anual de 19.4% entre 1986 y 2023. En comparación, la poligeneración geotérmica, con la refrigeración como producto principal, presentó un incremento más pronunciado del 77.7% durante el periodo de 2019 a 2023. Por su parte, la refrigeración solar registró un crecimiento anual del 12.9%, mientras que la poligeneración híbrida geotérmica-solar experimentó una tendencia del 12.5% (Fig. 2).

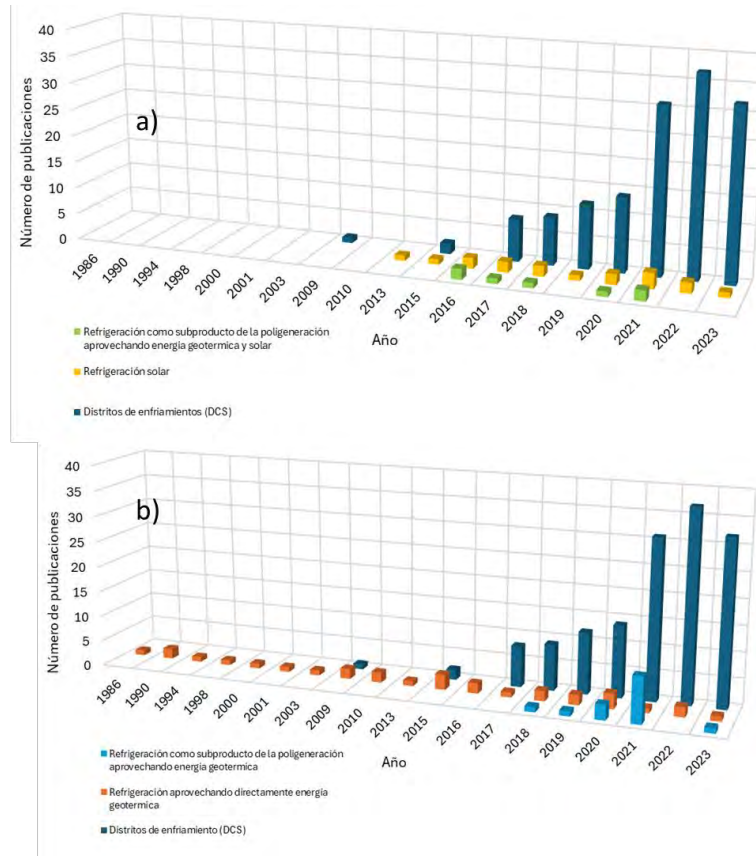


Fig. 2. Tendencias de publicaciones: a) refrigeración asistida por energía geotérmica y b) refrigeración asistida por energía solar.

Los sistemas geotérmicos operaron típicamente entre 60 y 100 °C, con COP de 0.3–0.75 y eficiencia exergética de 30–45%. Mientras que los sistemas solares funcionaron entre 100 y 180 °C, con COP de 0.5–0.8 y eficiencia exergética de 40–50%. Por otro lado, los sistemas de poligeneración mostraron un rango de operación de 90–200 °C, COP de 0.2–1.1 y eficiencia exergética de 35–50% (Fig. 3). La poligeneración híbrida geotérmica-solar presentó la mayor eficiencia, flexibilidad operativa y capacidad de enfriamiento, permitiendo reducir hasta 60.8% el consumo eléctrico.

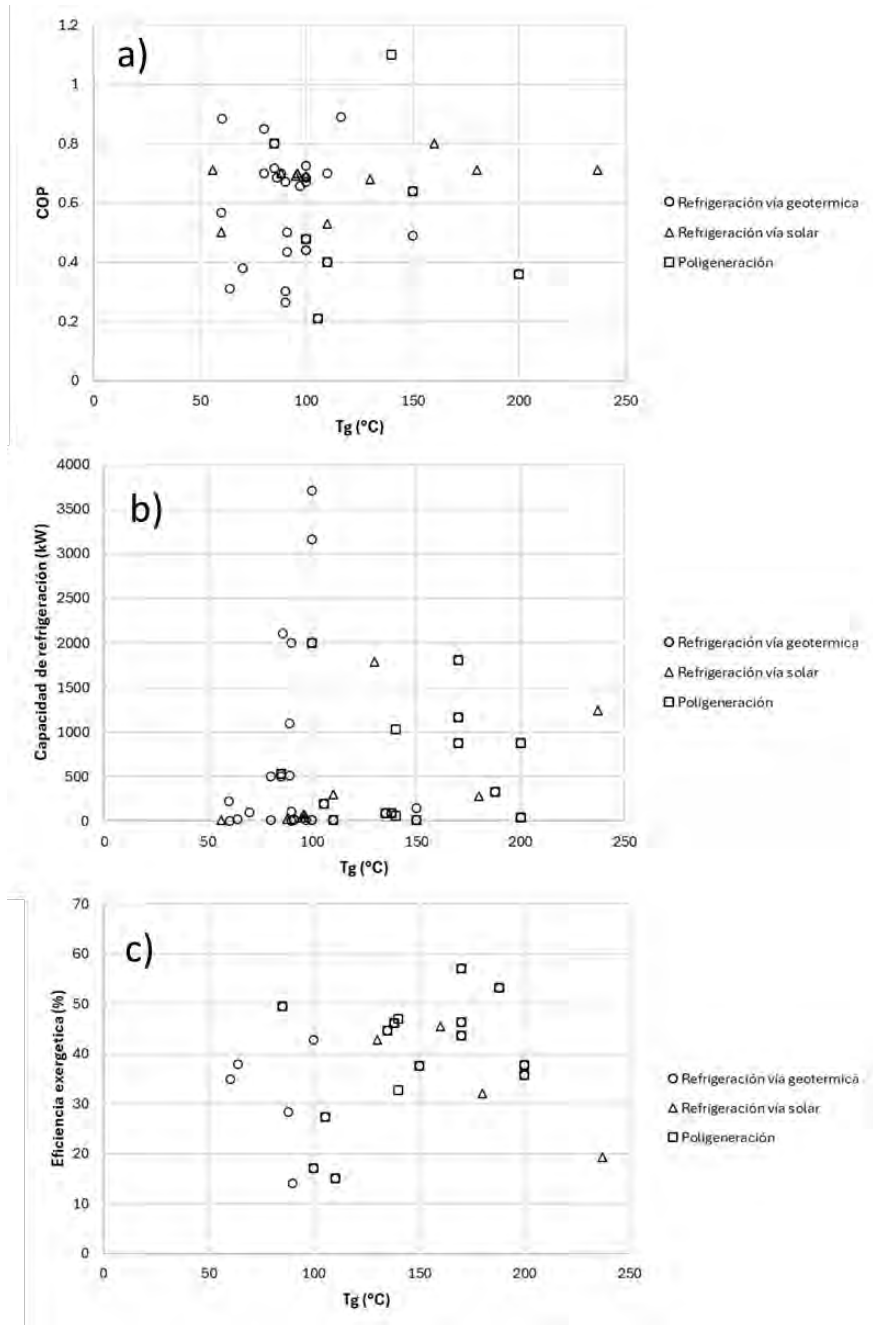


Fig. 3 Tendencia de a) COP, b) capacidad de enfriamiento y c) eficiencia energética en sistemas de refrigeración que utilizan recuperación de calor de energía geotérmica, energía solar y poligeneración.

Finalmente, los principales desafíos identificados incluyeron los altos costos iniciales, la variabilidad en la disponibilidad de energía y la limitada implementación de incentivos financieros y programas gubernamentales. La adopción de colectores ajustables, sistemas de control automatizado y la reutilización de pozos petroleros contribuyó a mejorar la eficiencia y la viabilidad económica en algunas zonas. Adicionalmente, con relación a los estudios efectuados sobre DCS, se identificó que la mayoría de ellos son por compresión y pocos trabajos han abordado el aprovechamiento de calor

residual geotermico para aplicación de esta tecnología. Estos resultados indican que la poligeneración geotérmica-solar representa la alternativa más eficiente y prometedora para la refrigeración urbana sostenible en climas cálidos y secos.

1.3. Justificación del estudio

La creciente crisis energética y las emisiones de dióxido de carbono derivadas del uso de combustibles fósiles constituyen un desafío crítico para la sostenibilidad ambiental y la salud global (Nunes, 2023; United Nations, 2024). El sector de la construcción, responsable de una fracción significativa del consumo energético y de las emisiones de gases de efecto invernadero, demanda soluciones que reduzcan su impacto y aumenten la eficiencia energética (K. Li et al., 2024; Wenninger et al., 2022). En este escenario, la demanda de refrigeración residencial y comercial se proyecta en rápido crecimiento hacia 2050, hasta representar el 34% del consumo de calefacción y refrigeración del sector (Santamouris, 2016).

La energía geotérmica se ha consolidado como una alternativa viable y sostenible para la climatización, especialmente mediante recursos de baja y media temperatura (El Haj Assad et al., 2018; Lund y Boyd, 2009). Sistemas de absorción acoplados a geotermia han demostrado reducir la demanda eléctrica y mejorar la rentabilidad energética (Keçeciler et al., 2000; Maragna et al., 2024). En paralelo, los DCS permiten distribuir energía térmica de manera eficiente a múltiples usuarios, reduciendo costos y emisiones hasta en 60% al integrarse con fuentes renovables (Thakar et al., 2021). Su evaluación mediante análisis 4E (energético, exergético, exergoeconómico y ambiental) ha evidenciado beneficios adicionales en eficiencia y viabilidad económica (Y. Xu et al., 2022). Considerando la dinámica internacional, donde países como USA, Indonesia, Kenia y Turquía han incrementado notablemente su capacidad geotérmica (Fig. 4), el caso de México resulta estratégico, pues a pesar de su potencial ocupa actualmente la novena posición mundial en generación geotermoeléctrica.

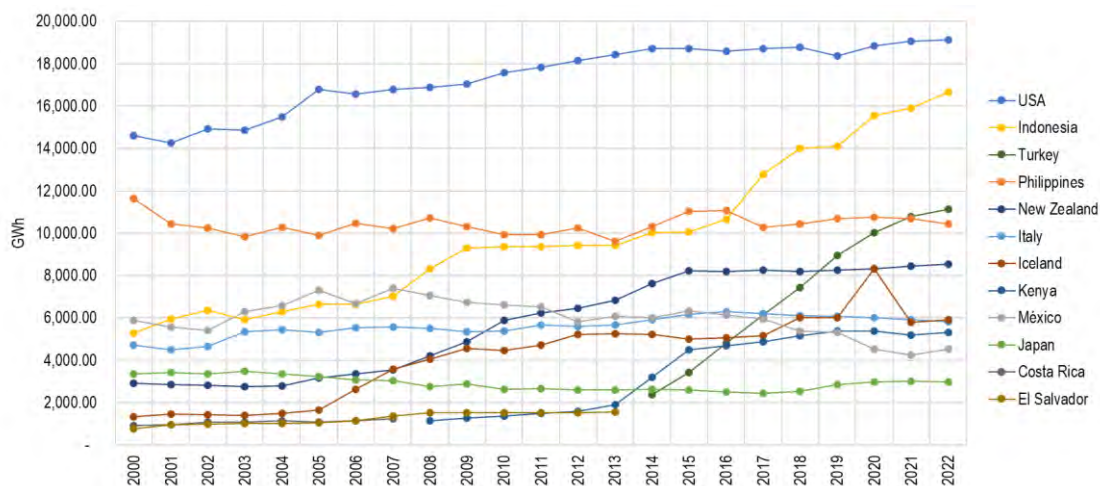


Fig. 4. Países líderes en generación eléctrica mediante energía geotérmica (IRENA, 2022)

El contexto nacional revela retos particulares: alrededor del 80% de la energía de México proviene aún de combustibles fósiles (Pérez-Denicia et al., 2017), lo que limita el cumplimiento de las metas de reducción de emisiones establecidas en el Acuerdo de París y la Ley General de Cambio Climático (IEA, 2024). Si bien existen antecedentes en refrigeración de alimentos mediante geotermia (Ayala et al., 1994; Best et al., 1986, 1990; J. Saucedo-Velázquez et al., 2023), las aplicaciones orientadas a climatización de espacios son escasas (Galindo-Luna et al., 2018; Hernández-Magallanes et al., 2019), y prácticamente inexistentes en lo que respecta a sistemas centralizados o DCS. Asimismo, el empleo de metodologías 4E aplicadas a GDCS no ha sido explorado en el país.

En este sentido, la presente investigación se centra en el diseño y evaluación de un GDCS en Mexicali, Baja California, utilizando el calor residual de la planta geotermoeléctrica de Cerro Prieto I de la CFE. Se plantea un estudio pionero en México, integrando análisis 4E, modelación CFD del subsuelo y evaluación termodinámica en EES, con el fin de determinar la viabilidad energética, económica y ambiental de este esquema en condiciones de verano en clima cálido-seco.

De acuerdo con la revisión del estado del arte y las necesidades identificadas en el contexto nacional, se formula la siguiente hipótesis doctoral:

“La inserción de un sistema de distrito de enfriamiento geotérmico impulsado con energía geotérmica de baja-mediana entalpía (calor residual) es factible para acondicionar un complejo de oficinas del campo geotermoeléctrico Cerro Prieto I en Mexicali, Baja California, México, bajo condiciones de verano.”

1.4.Planteamiento del problema

En México no existen antecedentes consolidados sobre la implementación de sistemas de distrito de enfriamiento geotérmico (GDCS), a pesar de su relevancia para reducir el consumo eléctrico e integrar fuentes de energía renovable. Esto evidencia la necesidad de explorar alternativas innovadoras que sienten las bases para el desarrollo de urbanizaciones frías en el país, aprovechando recursos térmicos residuales disponibles localmente. El problema central radica en diseñar y evaluar la viabilidad tecno-económica mediante un análisis energético, exergético, económico y ambiental.

1.5.Objetivos de la investigación

1.5.1. Objetivo general

Proponer un diseño para la integración de un DC geotérmico en una edificación no residencial de México, para condiciones de verano.

1.5.2. Objetivos específicos

- Seleccionar la edificación de estudio.
- Proponer diseños teóricos del GDCS mediante la vigilancia tecnológica.
- Evaluar los diseños propuestos mediante la norma y trabajos relacionados.
- Desarrollar un código numérico de balance de energía y exergía para modelar el GDCS geotérmico (sistema de refrigeración por absorción-red fría).
- Analizar la factibilidad tecno-económica-ambiental del proyecto para su implementación en México.

1.5.3. Alcances y limitaciones del estudio

Las cargas térmicas de la edificación se determinan mediante TRNSYS, la metodología ASHRAE (Cooling Load Factor y CLTD), así como a través del análisis de cargas instantáneas HVAC y la referencia al equipo de aire acondicionado instalado. Considerando estado permanente se desarrolla un código numérico de balance de energía y exergía para modelar el GDCS mediante EES. El sistema se evalúa mediante análisis de eficiencia energética y exergética. Finalmente, se presenta un estudio económico con base en la demanda frigorífica de la edificación, en el que se identifican los beneficios tecnológicos, económicos y ambientales para su aplicación en México.

1.6. Metodología general

La Fig. 5 presenta la metodología establecida para alcanzar los objetivos previamente planteados, de acuerdo con el alcance definido. Este estudio se estructura en cinco componentes clave: (1) determinación de las cargas de refrigeración de la edificación seleccionada, (2) selección del intercambiador de calor que acople la fuente térmica con el “chiller”, (3) selección de un sistema de

generación de agua helada, (4) diseño de un sistema de almacenamiento térmico, (5) diseño y evaluación térmica de la red fría, y (6) un análisis integral 4E (energético, exergético, económico y ambiental) del GDCS.

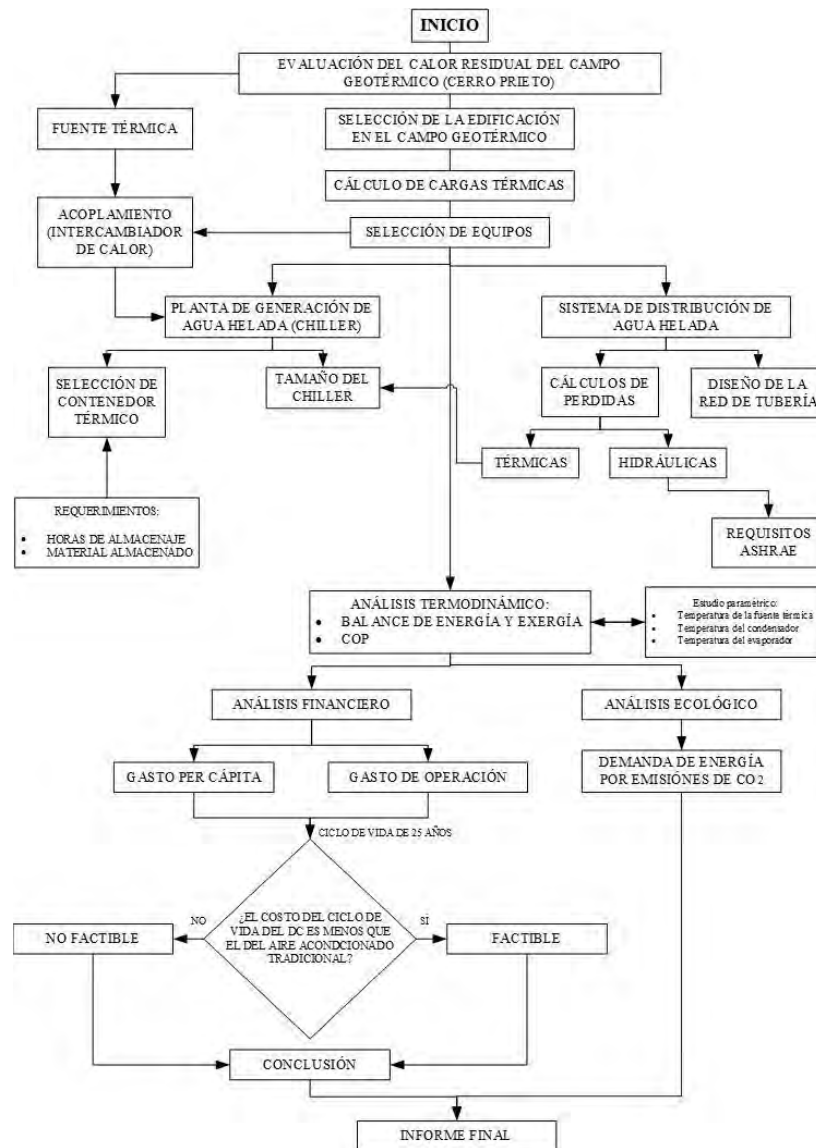


Fig. 5. Metodología general de la investigación.

1.7.Estructura de la tesis

La estructura de la tesis consta de los siguientes capítulos:

Capítulo 2 Marco teórico: se presentan los fundamentos teóricos y matemáticos relacionados con este trabajo.

Capítulo 3 Edificio a climatizar, cálculo de cargas térmicas y diseño del GDCS: se describe detalladamente los métodos y procedimientos que seguimos para llevar a cabo la investigación, asegurando que los resultados sean reproducibles y válidos

Capítulo 4 Estudios Paramétricos: en este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos de las simulaciones del GDCS en estado estacionario, así como el estudio transitorio de la demanda térmica. Además de incluir la factibilidad tecno-económica a través de la metodología 4E.

Capítulo 5 Discusión complementaria: este capítulo amplía el análisis presentado en el Capítulo 4, contrastando los resultados más relevantes con la literatura existente y visualizando sus tendencias, con el fin de ofrecer una interpretación complementaria y profunda del comportamiento del GDCS.

Capítulo 6 Conclusiones y recomendaciones: se resumen los hallazgos más importantes y sugiere direcciones futuras para la investigación.

Capítulo 2: Marco Teórico

En este capítulo se presenta el marco teórico que sustenta la investigación, proporcionando una visión integral sobre los principios fundamentales relacionados con la energía geotérmica, los sistemas de climatización y los DCS. Se exploran las bases conceptuales y técnicas que permiten comprender el potencial de la geotermia como fuente de energía renovable, así como los avances en la integración de tecnologías energéticas alternativas en la climatización de edificaciones.

2.1. Fundamentos de energía geotérmica y climatización

2.1.1. Principios de energía geotérmica

La energía geotérmica se define como el aprovechamiento del calor almacenado en el interior de la Tierra, generado principalmente por la desintegración radiactiva de isótopos y el calor residual del proceso de formación planetaria (Prol-Ledesma et al., 2018). Este recurso puede manifestarse en la superficie a través de fenómenos hidrotermales (geisers, manantiales termales, fumarolas) o ser aprovechado de manera controlada mediante perforaciones y sistemas de intercambio térmico (Gutiérrez-Negrín, 2024).

En función de su contenido energético, los recursos geotérmicos se clasifican en (Yilmaz, 2017):

- Alta entalpía ($>150\text{ }^{\circ}\text{C}$): empleados principalmente para la generación de electricidad, típicamente asociados a campos geotérmicos con manifestaciones superficiales.
- Media entalpía ($90\text{--}150\text{ }^{\circ}\text{C}$): útiles tanto en generación eléctrica con ciclos binarios como en aplicaciones directas de calefacción.
- Baja entalpía ($<90\text{ }^{\circ}\text{C}$): aprovechados en usos térmicos directos, tales como climatización, balnearios, invernaderos o sistemas de absorción para refrigeración.

El aprovechamiento básico de este recurso consiste en la transferencia del calor contenido en el fluido geotérmico (agua o vapor) hacia un sistema de uso final. Dependiendo de la temperatura y las condiciones del fluido, la energía puede ser utilizada para generar electricidad, suministrar calor directo o integrarse en sistemas híbridos que optimizan la eficiencia energética (Kreuter, 2012).

Las centrales geotermoeléctricas son instalaciones complejas diseñadas para la generación de energía eléctrica mediante el aprovechamiento del vapor extraído de pozos geotérmicos (Fig. 6). Su operación se basa en ciclos de potencia como el de doble flash, simple flash u Orgánico Rankine, dependiendo de las características del recurso y de la planta. El fluido geotérmico es extraído a través de pozos productores y, antes de alimentar las turbinas, pasa por separadores de vapor y agua de media y baja presión. Estos dispositivos eliminan las gotículas de agua, garantizando que el vapor que llega a las turbinas esté seco, lo que protege los álabes de erosión y mejora la eficiencia del ciclo de generación (Rashid, 2015).

El vapor seco alimenta las turbinas de expansión múltiple, donde se transforma en energía mecánica, que posteriormente es convertida en electricidad mediante generadores acoplados. El vapor agotado se condensa en condensadores, y el agua resultante puede ser reinyectada al reservorio mediante pozos inyectores, asegurando la sostenibilidad del recurso geotérmico. El sistema se complementa con bombas, válvulas de control, sistemas de eliminación de sólidos y monitoreo automatizado

(SCADA), lo que permite una operación continua, segura y eficiente. Así, estas centrales constituyen un ejemplo representativo de explotación de energía geotérmica de alta entalpía, con potencial de integración en sistemas de climatización y aplicaciones energéticas directas (Cengel y Boles, 2013).

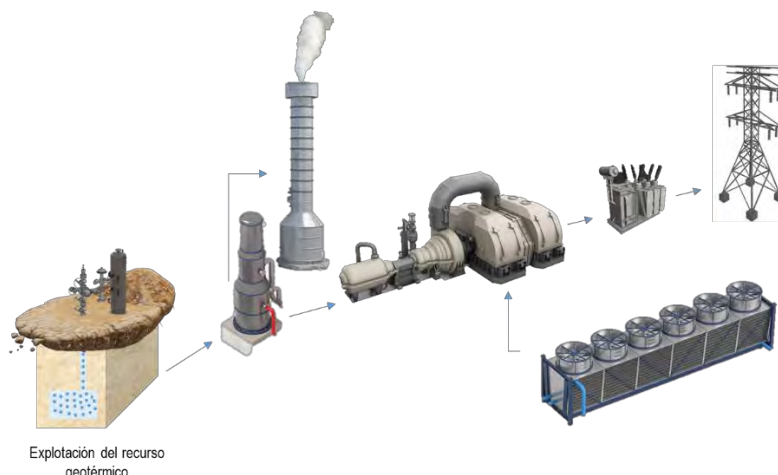


Fig. 6. Planta geotermoeléctrica.

En México, la energía geotérmica ocupa un lugar estratégico, ya que el país se encuentra en el cinturón volcánico del Pacífico. El campo geotérmico de Cerro Prieto, Baja California, representa uno de los más grandes del mundo, con más de 700 MW instalados en sus distintas unidades de generación. Si bien gran parte de la explotación ha sido destinada a la producción eléctrica, el recurso geotérmico también ofrece un amplio potencial para aplicaciones térmicas directas en el sector residencial y comercial, especialmente en zonas de clima extremo como Mexicali (DiPippo, 2012).

Finalmente, el potencial para aplicaciones directas en climatización convierte a la geotermia de baja entalpía en una alternativa viable frente a sistemas convencionales de aire acondicionado basados en compresión mecánica, permitiendo reducir el consumo eléctrico y las emisiones asociadas al sector de la edificación (Jóhannesson y Chatenay, 2014).

2.1.2. Sistemas de climatización y DCS

Los sistemas de climatización son dispositivos diseñados e instalados en espacios para mantener condiciones de confort térmico y calidad del aire interior, controlando parámetros como temperatura, humedad relativa, velocidad del aire y calidad del aire interior (IAQ). Desde el punto de vista energético y operativo, estos sistemas pueden clasificarse según el ciclo de refrigeración empleado, lo que determina su eficiencia, complejidad y fuentes de energía:

2.1.2.1. Sistemas basados en ciclo de compresión de vapor

Estos sistemas constituyen la tecnología más utilizada en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales. El ciclo de compresión de vapor consiste en un bucle cerrado donde el refrigerante circula a través de un compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador, extrayendo calor del espacio acondicionado y liberándolo a un sumidero externo (Fig. 7).

- “Chillers” centralizados: Proporcionan agua fría a múltiples edificaciones, permitiendo control automatizado de flujo y temperatura, alta eficiencia a carga parcial y compatibilidad con sistemas de recuperación de calor.
- Sistemas individuales y minisplits: Adecuados para espacios reducidos, permiten control zonal y operación independiente, aunque presentan menor eficiencia en comparación con sistemas centralizados.
- Refrigerantes típicos: R134a, R410A, R22 y R1234yf, seleccionados según eficiencia energética y menor impacto ambiental.

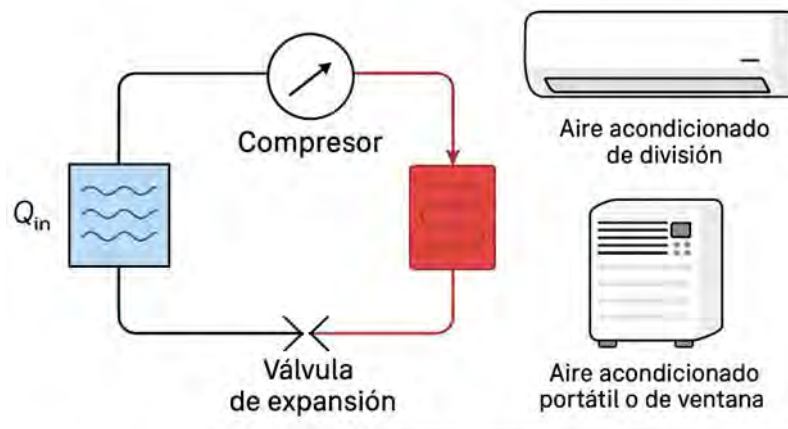


Fig. 7. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y dispositivos que lo usan.

2.1.2.2. Sistemas basados en ciclo de absorción

Los sistemas de absorción sustituyen la compresión mecánica por un absorbente, utilizando energía térmica externa, como vapor, agua caliente o calor residual, para generar frío. Estos sistemas son particularmente relevantes para integrar energía geotérmica o calor residual en la climatización de edificaciones y DCS. Se clasifican según el número de efectos de absorción:

- Efecto simple: genera refrigeración en un solo ciclo, adecuado para demandas de enfriamiento moderadas (Fig. 8).
- Efecto doble: Permite reutilizar el calor en dos etapas consecutivas, aumentando el COP.

- Triple efecto o superior: Empleada en grandes instalaciones industriales, optimiza la utilización de energía térmica disponible, aunque requiere mayor complejidad de diseño y control.
- Refrigerantes típicos: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-BrLi-H}_2\text{O}$.

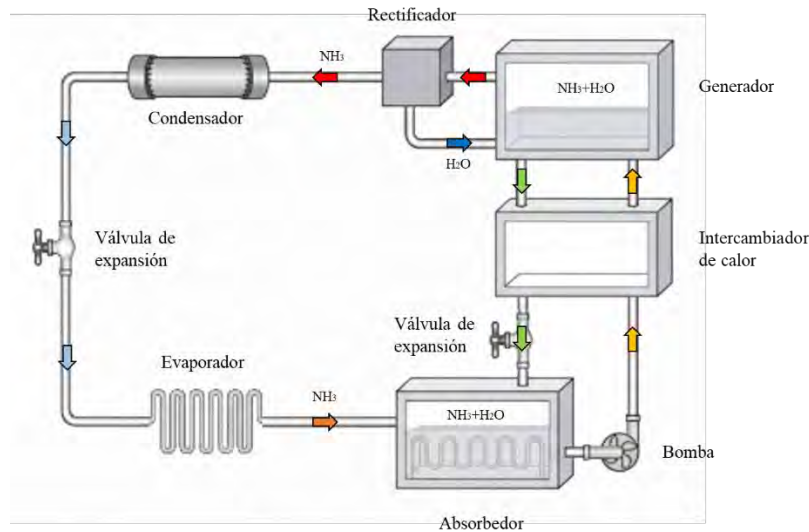


Fig. 8. Ciclo de refrigeración por absorción simple efecto.

2.1.2.3. Sistemas híbridos y otros ciclos

Existen configuraciones que combinan compresión y absorción, o que emplean refrigerantes naturales (CO_2 , NH_3) y ciclos de expansión directa, utilizados según la disponibilidad energética, impacto ambiental y escala del proyecto.

2.1.2.4. Sistema de distrito de enfriamiento (DCS)

Los DCS son redes centralizadas que generan y distribuyen agua fría a múltiples edificaciones, optimizando la eficiencia energética y reduciendo la huella ambiental. En la práctica, la denominación DCS se aplica principalmente a sistemas basados en “chillers” de compresión centralizados, con control automatizado de flujo y temperatura (Fig. 9). Según la guía ASHRAE (2013). En la literatura, se sugiere que el desempeño y sostenibilidad de esta tecnología podría mejorarse mediante la sustitución del ciclo de compresión por un ciclo de absorción, tema que se aborda en secciones posteriores.

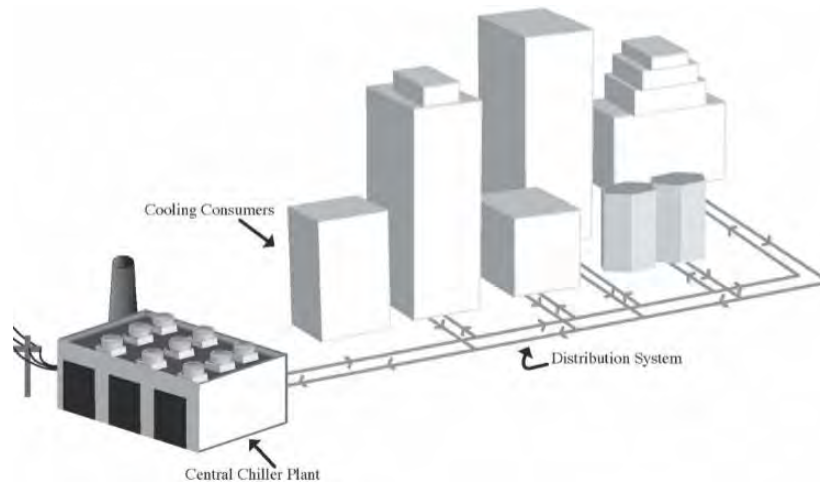


Fig. 9. Distrito de enfriamiento por compresión de vapor (ASHRAE, 2013)

2.1.3. Parámetros de confort térmico y ventilación

El confort térmico se entiende como la condición de la mente en la que una persona expresa satisfacción con el ambiente térmico (ASHRAE 55.1, 2020; ISO 7730, 2005) . Para evaluarlo, se consideran principalmente los siguientes parámetros:

- Temperatura operativa: promedio ponderado entre la temperatura del aire y la temperatura radiante media.
- Humedad relativa: influye en la sensación de calor y en la evaporación del sudor.
- Velocidad del aire: afecta la convección y la percepción de frescor.
- Temperatura radiante media: considera la influencia de superficies circundantes.

Además, se utilizan indicadores como:

- PMV (Predicted Mean Vote): índice que predice la sensación térmica promedio de un grupo de personas en una escala de -3 (frío) a +3 (calor).
- PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied): estima el porcentaje de ocupantes insatisfechos en función del PMV.

En paralelo, la calidad del aire interior es esencial para la salud y productividad, por lo que se establecen requisitos de ventilación mínima, normalmente expresados como ACH (Circle, 2013).

2.2. Estimación de ganancias de calor sensible

Ganancia de calor solar sensible a través de los vidrios de las ventanas (Q_{WG}) se estima como:

$$Q_{WG} = A_G * Q_{SG} * f_{SG} \quad (1)$$

Ganancia de calor sensible de la pared y el techo ($Q_{W\&R}$) se estima como:

$$Q_{W\&R} = u_{W\&R} * A_{W\&R} * \Delta T \quad (2)$$

Donde, el coeficiente de transmisión de calor global y el diferencial de temperatura equivalente neto se derivan de las fuentes (Cengel y Boles, 2013).

$$\Delta T = \overline{\Delta T} * f_c \quad (3)$$

Ganancia de calor sensible de los materiales de construcción internos (Q_B) se estima como:

$$Q_B = u_{BM} * A_{BM} * \Delta T_{DBTs} \quad (4)$$

Ganancia de calor sensible del motor del equipo (Q_{em}) se estima como:

$$Q_{em} = \frac{P_M}{\eta_M} * f_L \quad (5)$$

Calor sensible del aire exterior (Q_{SOA}) se estima como:

$$Q_{SOA} = \rho_A * h_{we} * \dot{m}_a * \Delta T_{i/o} \quad (6)$$

2.3. Estimación de ganancia de calor latente

Calor latente del aire exterior (Q_{LOA}) se estima como:

$$Q_{LOA} = \rho_A * h_{we} * \dot{m}_a * \Delta W_{i/o} \quad (7)$$

2.4. Estimación de resistencias térmicas en la red fría

En un sistema de DC, la red de tuberías experimenta pérdidas térmicas e hidráulicas. Ambas pérdidas deben incluirse en el diseño del sistema de tuberías para ahorrar costos operativos. La estimación de las pérdidas térmicas e hidráulicas se analiza en la sección siguiente. Se aplica la metodología de cálculo de pérdidas térmicas informada por (ASHRAE, 2013). De acuerdo con dos tuberías (suministro y retorno) que están enterradas, este caso se formula en términos de las resistencias térmicas utilizadas para tuberías o conductos enterrados con algunos factores geométricos y de temperatura.

Las resistencias térmicas del suelo (R_s) se estima como:

$$R_s = \frac{\ln\{(d/r_o) + [(d/r_o)^2 - 1]^{1/2}\}}{2\pi k_s} \text{ for } \frac{d}{r_o} > 2 \quad (8)$$

$$R_s = \frac{\ln(2d/r_o)}{2\pi k_s} \text{ for } d/r_o > 4 \quad (9)$$

La resistencia térmica de la pared de la tubería (R_p) se calcula por:

$$R_p = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_p} \quad (10)$$

La resistencia térmica de la capa de aislamiento (R_i) se calcula por:

$$R_i = \frac{\ln\left(\frac{r_o + t}{r_o}\right)}{2\pi k_i} \quad (11)$$

La resistencia térmica del material de la cubierta (R_j) se calcula por:

$$R_j = \frac{\ln\left(\frac{r_o + t + t_j}{r_o + t}\right)}{2\pi k_j} \quad (12)$$

Resistencia térmica total de la respectiva tubería (R_T) se estima como:

$$R_T = R_s + R_p + R_i + R_j \quad (13)$$

Flujo de calor de cada tubería (q_{CR}) se calcula a partir de

$$\sum q = \sum \frac{\Delta T_{i/o}}{R_T} \quad (14)$$

2.5. Estimación de pérdidas hidráulicas

Para estimar las pérdidas hidráulicas, la selección del diámetro de la tubería para la línea de suministro y retorno se realiza utilizando el catálogo de TenarisTamsa (2024), según el cual el diámetro mínimo disponible de la tubería corresponde al caudal máximo del perfil de carga de enfriamiento del día pico. El diámetro estimado de la tubería del catálogo de TenarisTamsa (2024) se verifica mediante el software McQuay PipeSizer (MEPWork, 2017).

El factor de fricción se estima utilizando la correlación empírica de la formulación de Colebrook y White (Hafsi, 2021).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right) + \frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} \right] \quad (15)$$

$$Re = \frac{\rho_w * v * D}{\mu} \quad (16)$$

$$v = \frac{\dot{m}}{A_p} \quad (17)$$

$$h_L = \left(\sum f \frac{L}{D} + \sum k_L \right) \frac{v^2}{2g} \quad (18)$$

Donde k_L es un coeficiente para pérdidas de carga menores (m). Los valores de k_L para los segmentos de tubería se toman según las características de la tubería (Cengel y Boles, 2013).

La caída de presión total ΔP en el sistema se estima como:

$$\Delta P = \rho * g * h_L \quad (19)$$

2.6. Modelación CFD

Las simulaciones numéricas se realizaron mediante la herramienta de dinámica de fluidos computacional (CFD) ANSYS Fluent, bajo condiciones de estado estacionario. El flujo de agua y la transferencia de calor dentro de dominios cerrados se evaluaron empleando un enfoque tridimensional. Esta herramienta ha demostrado ser confiable para resolver problemas de transferencia de calor en tuberías enterradas bajo diversas condiciones de operación (Uchôa et al., 2023; Xie et al., 2022). Los términos convectivos y viscosos de las ecuaciones se discretizan mediante un esquema de segundo orden, mientras que el acoplamiento presión-velocidad se resuelve con el algoritmo SIMPLE.

2.6.1. Ecuaciones gobernantes

La representación de un fenómeno físico de interés requiere la formulación de un modelo matemático, cuya complejidad está determinada por la naturaleza del fenómeno en estudio. Las ecuaciones que gobiernan el flujo, la transferencia de calor y de masa, así como el transporte de otras magnitudes relevantes, suelen expresarse en forma conservativa. En este trabajo se emplea una formulación Euleriana, en la cual se considera un volumen de control fijo en el espacio a través del cual circula el fluido. Bajo este enfoque, el medio se asume como continuo y se aplican los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía.

2.6.1.1. Ecuación de conservación de masa

La ecuación de continuidad establece, de manera general, que cualquier incremento de masa dentro de un elemento de fluido es resultado del flujo neto de masa que ingresa en él. Dado que la masa no se crea ni se destruye (excepto en procesos nucleares), su formulación no estacionaria y tridimensional en un punto para un fluido general se expresa como (Fernández, 2012):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (20)$$

En el caso particular de un fluido incompresible, la densidad del fluido se mantiene constante en el tiempo dentro del dominio de estudio. Bajo esta condición, la ecuación de continuidad se simplifica y establece que la divergencia del campo de velocidad es igual a cero:

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0 \quad (21)$$

2.6.1.2. Ecuación de conservación de momentum

La ecuación de momentum constituye la representación matemática de la segunda ley de Newton aplicada al flujo de fluidos. Esta establece que una porción infinitesimal de fluido experimenta una aceleración como resultado de las fuerzas que actúan sobre ella, de modo que el producto de la masa por la aceleración es igual a la suma de las fuerzas de superficie y de cuerpo (Xamán y Gijon-Rivera, 2015). Cuando el fluido presenta un comportamiento newtoniano, es decir, una relación lineal entre los esfuerzos cortantes y las deformaciones definida por $\tau = \mu \nabla U$, y se considera adivergente, la ecuación de conservación del momentum se expresa como (Fernández, 2012):

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = \nabla(\mu \nabla \vec{U}) - \nabla P + \rho \vec{g} \quad (22)$$

2.6.1.3. Ecuación de conservación de energía

La ecuación de conservación de la energía se deriva de la primera ley de la termodinámica, la cual establece que el cambio de energía en una porción de fluido es igual a la transferencia de calor hacia dicho elemento más el trabajo realizado sobre él (Xamán y Gijon-Rivera, 2015). Bajo las condiciones de flujo a baja velocidad, incompresible y con disipación viscosa despreciable, la ecuación de conservación de la energía en términos de la entalpía específica (h) se expresa de la siguiente manera (Fernández, 2012):

$$\vec{U} \cdot \nabla(c_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (23)$$

2.6.2. Generalidades de la turbulencia

La turbulencia es un régimen de flujo caracterizado por un comportamiento caótico e irregular, que surge a partir de inestabilidades en las condiciones iniciales o de contorno de una corriente fluida. Estas inestabilidades se amplifican y retroalimentan de manera cíclica, generando y destruyendo

vórtices turbulentos de forma continua. Entre las propiedades más relevantes de los flujos turbulentos destacan (Fernández, 2012):

- Difusividad: los movimientos turbulentos intensifican el transporte de masa, cantidad de movimiento y energía debido a las fluctuaciones multiescala.
- Disipación: los flujos turbulentos son inherentemente disipativos; la energía transferida desde el flujo principal se redistribuye en cascada hacia escalas más pequeñas hasta disiparse en forma de calor.
- Aleatoriedad: también denominada irregularidad, se manifiesta a través de fluctuaciones de las variables fluidodinámicas (velocidad, presión, temperatura, concentración) en diferentes escalas espaciales y temporales.
- Vorticidad: todo flujo turbulento es rotacional ($\nabla \cdot U \neq 0$).
- Tridimensionalidad: las escalas más pequeñas de la turbulencia tienden a ser isotrópicas, lo que hace necesaria una descripción tridimensional del flujo.
- Altos números de Reynolds: la turbulencia se origina por inestabilidades en flujos laminares; a partir de determinados valores de Reynolds, estas irregularidades se amplifican activando los mecanismos turbulentos.

La resolución numérica de flujos turbulentos puede realizarse con distintos niveles de aproximación, según el grado de detalle deseado:

- DNS (Direct Numerical Simulation): resuelve todas las escalas de turbulencia mediante una malla extremadamente fina, lo que requiere un costo computacional muy elevado.
- LES (Large Eddy Simulation): emplea mallas menos densas para resolver únicamente los grandes torbellinos, responsables de entre el 50% y 80% de la energía cinética turbulenta, mientras que las escalas menores se modelan.
- RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes): todas las escalas turbulentas se representan mediante modelos de cierre basados en el promediado de Reynolds.

En la práctica, la aproximación más empleada para la simulación de flujos turbulentos en metodologías numéricas es la técnica RANS, dado que permite un equilibrio adecuado entre precisión y costo computacional. Este método se fundamenta en el promediado de las ecuaciones de Navier–Stokes (Fernández, 2012).

$$\langle f \rangle = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(t) dt \quad (24)$$

Para analizar el comportamiento estadístico de las variables de flujo, se aplica un operador de promediado temporal a las ecuaciones de transporte. Este procedimiento permite descomponer cualquier variable en la suma de su valor medio y una parte fluctuante, expresada como $f' = f - \langle f \rangle$. Al aplicar el operador estadístico $\langle f \rangle$ a las ecuaciones de flujo, se obtienen las ecuaciones RANS. En este marco, el efecto de las fluctuaciones turbulentas se manifiesta en un término adicional conocido como tensiones de Reynolds, el cual debe ser modelado para cerrar el sistema de ecuaciones.

2.6.3. Ecuaciones RANS

La aplicación del operador promedio sobre la Ec. (22) conduce a la siguiente expresión:

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \nabla(\bar{U}_i \bar{U}_j) + \nabla(\overline{U'_i U'_j}) = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{P} + \nabla(U \nabla \bar{U}_i) \quad (25)$$

Donde el subíndice i representa cada una de las componentes espaciales y el producto $\bar{U}_i \bar{U}_j$ es la notación para indicar que la componente i está multiplicada por el resto de las componentes. Reordenando los términos en la forma de la ecuación general de transporte y expresándola para la variable promediada se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \nabla(\bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{P} + \nabla(U \nabla \bar{U}_i) - \frac{1}{\rho} \nabla(\rho \overline{U'_i U'_j}) \quad (26)$$

Donde $\rho \overline{U'_i U'_j}$ es el término conocido como tensiones de Reynolds y proporciona seis incógnitas nuevas al problema:

$$\tau_{ij} = \rho \overline{U'_i U'_j} \quad (27)$$

$$\tau_{xx} = -\rho \overline{u'^2} \quad (28)$$

$$\tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2} \quad (29)$$

$$\tau_{zz} = -\rho \overline{w'^2} \quad (30)$$

$$\tau_{xy} = -\rho \overline{u'_i v'_j} \quad (31)$$

$$\tau_{xz} = -\rho \overline{u'_i w'_j} \quad (32)$$

$$\tau_{yz} = -\rho \overline{v'_i w'_j} \quad (33)$$

Donde u , v , w representan las componentes de velocidad. El cierre del problema exige la modelización de las ecuaciones anteriores con las incógnitas ya existentes. En las últimas décadas se han desarrollado toda una serie de modelos de turbulencia para sustituir esas tensiones de Reynolds desconocidas por otro tipo de relaciones matemáticas que eviten aportar nuevas incógnitas al problema.

2.6.4. Modelo k-épsilon estándar ($k - \varepsilon$ estándar)

El modelo $k - \varepsilon$ estándar, propuesto por Launder y Spalding (1972), es un enfoque semiempírico basado en la resolución de dos ecuaciones de transporte: una para la energía cinética turbulenta (k) y otra para su tasa de disipación (ε). La ecuación de transporte de k se deriva de su forma exacta, mientras que la de ε se obtiene a partir de razonamientos físicos y analogías con la de k . En este contexto, la variable ε determina la escala de la turbulencia, mientras que k define la cantidad de energía turbulenta presente en el flujo.

Los modelos $k - \varepsilon$ han mostrado gran eficacia en flujos de cortadura libre y en situaciones con gradientes de presión relativamente pequeños. Asimismo, en flujos internos y confinados, proporcionan resultados satisfactorios cuando los gradientes de presión medios son moderados. Cabe señalar que este modelo asume que el flujo turbulento está completamente desarrollado y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables (Fernández, 2012).

La formulación matemática del modelo parte de la ecuación de conservación del momentum (Ec. 22), la cual se multiplica por la componente de velocidad turbulenta correspondiente y se suman las tres ecuaciones resultantes (direcciones x , y , z). Posteriormente, se aplica un procedimiento análogo a la ecuación de conservación de energía (Ec. 23). Al restar ambas expresiones, se obtienen las ecuaciones de transporte características del modelo (ANSYS, 2009; Fernández, 2012; Launder & Spalding, 1972):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{U}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (34)$$

Donde $G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij}$ es el término de producción de k , G_b es la generación de k debida a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia comprimible a la tasa de disipación total, σ_k es el número de Prandtl turbulento para k , y S_k es un término fuente definido por el usuario. Además, se ha definido la tasa de disipación viscosa como una función del tensor fluctuante de deformaciones:

$$\varepsilon = 2U \overline{S_{ij} S_{ij}} \quad (35)$$

Respecto a la ecuación para ε esta se establece analógicamente como (ANSYS, 2009; Fernández, 2012; Launder & Spalding, 1972):

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon\bar{U}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) + -\rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (36)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ son constantes y σ_ε es el número de Prandtl turbulento para ε . Finalmente, el modelo se completa definiendo una determinada relación de la forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (37)$$

Por último, el valor de las constantes que aparecen en las Ecs. 35 y 36 se obtienen de manera experimental en condiciones de flujo turbulento con diversos tipos de capa de cortadura y turbulencia isotrópica que decaen libremente. Dichos valores son los siguientes (ANSYS, 2009; Fernández, 2012; Launder y Spalding, 1972):

$$C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (38)$$

Para considerar la flotabilidad en la ecuación de ε Rodi (Rodi, 1984) sugirió una formulación para $C_{\varepsilon 3}$ donde su valor se aproxima a 1 para la capa limite vertical y a 0 para la capa limite horizontal:

$$C_{\varepsilon 3} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (39)$$

2.6.5. Consideraciones térmicas del subsuelo

Temperatura máxima

$$T_{s,z} = T_{ms} + A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{\alpha \tau}}} \quad (40)$$

Temperatura mínima

$$T_{s,z} = T_{ms} - A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{\alpha \tau}}} \quad (41)$$

También se han usado correlaciones para la temperatura en el subsuelo considerando suelo homogéneo y con conductividad térmica constante, esta ecuación relaciona la profundidad y el tiempo (Sharma et al., 2010).

$$T_g(z, t) = T_a + A_0 e^{-z/d} \sin\left(\frac{2\pi(t - t_0)}{365} - \frac{z}{d} - \frac{\pi}{2}\right) \quad (42)$$

$$A_0 = \frac{1}{2} (T_{max} - T_{min}) \quad (43)$$

$$d = \left(\frac{2\alpha}{\gamma}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (44)$$

$$\gamma = \frac{2\pi}{365} \quad (45)$$

$$\alpha = \frac{k}{c_p \rho} \quad (46)$$

$$k = 0.14423(0.9 \log(w) - 0.2) * 10^{0.000642\rho d} \quad (47)$$

$$k = 0.14423(0.7 \log(w) - 0.2) * 10^{0.000642\rho d} \quad (48)$$

$$c_p = \frac{[w c_{pw} + (100 - w) c_{pd}]}{100} \quad (49)$$

$$\rho = \frac{[w \rho_{pw} + (100 - w) \rho_{pd}]}{100} \quad (50)$$

2.7. Mallado CFD

La generación de la malla constituye una etapa fundamental en la preparación de un modelo para simulaciones CFD (ASME, 2008). Para garantizar la fiabilidad de los resultados numéricos, es esencial que la malla cumpla con ciertas propiedades deseables, las cuales se detallan en esta sección. No obstante, una malla con características óptimas suele implicar un elevado número de elementos, lo que conlleva un incremento significativo en el costo computacional. Además, la precisión de la solución numérica está directamente relacionada con la densidad de la malla, por lo que se recomienda llevar a cabo un estudio de independencia de malla a fin de evaluar su impacto en los resultados obtenidos.

2.7.1. Índice de convergencia de malla (GCI)

Para minimizar los errores de discretización y optimizar el tiempo de cómputo, es fundamental realizar un estudio de independencia de malla. Este análisis consiste en evaluar distintos tamaños de malla para determinar el punto a partir del cual los resultados numéricos dejan de depender del número de elementos de la malla. Para llevar a cabo un estudio formal de independencia de malla, se recomienda analizar tres configuraciones distintas: malla gruesa, malla básica y malla fina.

Es posible estimar el error de la variable de interés en la malla básica (ϕ_2) en relación con las mallas gruesa (ϕ_2) y fina (ϕ_1), mediante el uso del Índice de Convergencia de Malla (GCI, por sus siglas en inglés) propuesto por Roache (Boache, 1994; Celik et al., 2008; Roache, 1997). Este índice permite evaluar la confiabilidad de los resultados con relación a tres tipos de mallas (gruesa, normal y fina).

$$GCI_{básica-fina} = F_s \left(\frac{|(\phi_1 - \phi_2)/\phi_3|}{1 - (r_{21})^P} \right) \quad (51)$$

Donde F_s es un factor de seguridad, y se sugiere un valor de 1.25 para el análisis de tres tamaños distintos de malla. P denota el orden de precisión, que se refiere al orden del esquema de discretización, mientras que r es la tasa de refinamiento de la malla.

Para valores lineales de r , se recomienda un valor de $\sqrt{2}$. Sin embargo, en el caso de mallas no uniformes, se sugiere que la tasa de refinamiento sea superior a 1.3. Este valor se basa en la experiencia práctica y no en una derivación formal. Por lo tanto, en ocasiones, es aceptable utilizar valores incluso más pequeños. Por otro lado, cuando se analizan más de tres mallas, la tasa de refinamiento generalmente es inferior a 1.3. El valor de r puede calcularse utilizando la siguiente ecuación.

$$r = h_{m, fina} / h_{m, básica} \quad (52)$$

Donde h_m es el tamaño representativo de la celda o malla. Este valor puede calcularse en función del volumen de la celda (ΔV_i) o del área de la celda (ΔA_i) en el caso de problemas tridimensionales o bidimensionales, respectivamente.

$$h_m = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} ; 3D \quad (53)$$

$$h_m = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{2}} ; 2D \quad (54)$$

Cuando el valor de r no es constante, el exponente P de la Ec. (55) puede determinarse de forma iterativa utilizando la siguiente ecuación:

$$P = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln|\epsilon_{32}/\epsilon_{21}| + \ln \left[\frac{r_{21}^P - (1 * \text{sgn}(\epsilon_{32}/\epsilon_{21}))}{r_{31}^P - (1 * \text{sgn}(\epsilon_{32}/\epsilon_{21}))} \right] \right| ; 3D \quad (55)$$

Donde $\epsilon_{32} = (\phi_3 - \phi_2)$ y $\epsilon_{21} = (\phi_2 - \phi_1)$ representan la diferencia en la solución numérica entre mallas sucesivamente más finas. Las variables ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 son las soluciones numéricas obtenidas en un mismo punto de la malla fina, básica y gruesa, respectivamente.

En este método, también es común reportar el valor extrapolado de las variables de interés (ϕ_{ext}^{21}), el error relativo aproximado (e_a^{21}) y el error relativo extrapolado (e_{ext}^{21}), los cuales se calculan utilizando las siguientes ecuaciones:

$$(\phi_{ext}^{21}) = (r_{21}^P \phi_1 - \phi_2) / (r_{21}^P - 1); 3D \quad (56)$$

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (57)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (58)$$

2.8. Modelación en estado permanente del GDSCS

2.8.1. Balance de masa y energía

Las ecuaciones generales de balance de masa y energía en forma de velocidad se dan a continuación con las Ecs. (59) y (60) en condiciones de estado estacionario, respectivamente, basadas en la primera ley de la termodinámica.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (59)$$

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} \quad (60)$$

Al aplicar las reglas de la segunda ley de la termodinámica, la mejora del rendimiento del sistema se puede lograr disminuyendo los decrementos irreversibles dentro del sistema (Adewusi y Zubair, 2004). En este sentido, se especifica una ecuación general del equilibrio de entropía para un volumen de control aceptando el aspecto positivo de la transmisión de calor hacia el sistema como se indica con la Ec. (61) de la siguiente manera

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_{out} s_{out} - \sum \dot{m}_{in} s_{in} + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (61)$$

En donde $\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$ señala la tasa de transferencia neta de entropía por calor en el punto k , $\sum \dot{m}_{out} s_{out} - \sum \dot{m}_{in} s_{in}$ representa la tasa de transferencia neta de entropía por flujo de masa y $\dot{S}_{gen}$ indica la tasa de generación de entropía, respectivamente.

En el análisis de la primera ley, la calidad de la energía no tiene significado. El desempeño de los sistemas se puede identificar con la segunda ley o análisis de exergía y demuestra irreversibilidad para el desarrollo del sistema (Yildirim y Genc, 2015). La ecuación general del balance de exergía se escribe para un volumen de control aceptando el aspecto positivo de la transmisión de calor hacia el sistema y el aspecto positivo de la transmisión de trabajo desde el sistema y se da con la Ec. (62) (Cengel y Boles, 2013).

$$\dot{E}x_{des} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - W + \sum \dot{m}_{in} \varphi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \varphi_{out} \quad (62)$$

Además, la ecuación (63) representa la exergía del flujo si se desprecian las exergías cinética y potencial (Cengel y Boles, 2013).

$$\varphi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (63)$$

Al aplicar las ecuaciones que se indican a continuación, se pueden evaluar algunos parámetros clave a partir de las Ecs. (64) a (65) (Yildirim y Genc, 2015). El coeficiente de rendimiento (COP) del VAC (la relación entre la capacidad del evaporador y la capacidad del generador y el trabajo de la bomba):

$$COP_{vac} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{pump}} \quad (64)$$

$$COP = \frac{Q_{frio}}{Q_{calor\ residual}} \quad (65)$$

$$P = \frac{Q_{frio}}{COP} \quad (66)$$

El COP máximo del VAC:

$$COP_{vac,rev} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) \left(\frac{T_{eva}}{T_0 - T_{eva}}\right) \quad (67)$$

La eficiencia exergética del VAC (la proporción del COP real al COP reversible en las mismas condiciones de funcionamiento):

$$\psi_{vac} = \frac{COP_{vac}}{COP_{vac,rev}} \quad (68)$$

La eficiencia exergética basada en la relación entre la tasa de producto exergético $\dot{P}$ y la tasa de combustible exergético $\dot{F}$ es la siguiente:

$$\psi_{\frac{\dot{P}}{\dot{F}}} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (69)$$

Tasa de destrucción de exergía de los componentes:

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{F} - \dot{P} \quad (70)$$

Eficiencia exergética de todo el sistema:

$$\psi_{\frac{\dot{P}}{\dot{F}}} = \frac{\sum \dot{P}}{\sum \dot{F}} \quad (71)$$

$$\psi_{sys} = \frac{\dot{m}_{eva}(\varphi_{evaout} - \varphi_{evain})}{\dot{m}_{geo}(\varphi_{evaout} - \varphi_{evain}) + \sum \dot{W}_{pump}} \quad (72)$$

2.8.2. Balance económico

Ahorro anual (Sadineni et al., 2011)

$$Ahorro_{anual} = E_{ahorrada} * C_{electricidad} \quad (73)$$

Donde $E_{ahorrada}$ es la energía eléctrica evitada (kWh/año) y $C_{electricidad}$ es el Costo unitario de electricidad (USD/kWh)

Valor Presente Neto (VPN) (Morrissey y Horne, 2011)

$$VPN = \sum_{t=0}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (74)$$

Donde F_t es Flujo neto de caja en el año t , r es tasa de descuento, n es la vida útil del proyecto y I_0 es la inversión inicial.

Tasa Interna de Retorno (TIR) (Morrissey y Horne, 2011)

$$TIR = r_1 + \left(\frac{VPN_1}{VPN_1 - VPN_2} \right) * (r_2 - r_1) \quad (75)$$

Tiempo de retorno (Yilmaz, 2017)

$$Payback = \frac{I_0}{Ahorro \text{ Netos Anuales}} \quad (76)$$

2.8.3. Análisis ambiental

Emisiones evitadas (CO₂) (SENER, 2025)

$$Emisiones\ evitadas = E_{ahorrada} * f_{emisión} \quad (77)$$

Donde $f_{emisión}$ es el factor de emisión eléctrica (kg CO₂/kWh).

Huella de carbono del ciclo de vida (LCA simplificado)(Morrissey & Horne, 2011)

$$HC_{total} = HC_{fabricación} + HC_{operación} + HC_{mantenimiento} \quad (78)$$

Índice de sustentabilidad (IS) (Nami & Anvari-Moghaddam, 2020)

$$IS = w_1 * \left(\frac{Reducción\ de\ CO_2}{CO_2\ base} \right) + w_2 * \left(\frac{Ahorro\ energético}{Energía\ base} \right) + w_3 * \left(\frac{Reducción\ de\ costos}{Costo\ base} \right) \quad (79)$$

Donde w_1, w_2, w_3 son pesos asignados según la importancia relativa de cada factor (suman 1)

2.8.4. Modelo 4E

En este apartado se encuentra el modelo matemático y las consideraciones para abordar la metodología. El modelo 4E (Fig. 10), que se refiere a la integración de Energy (energía), Exergy (exergía), Ergocoenomic (económico) y Environment (ambiental), es una metodología de análisis que aborda aspectos clave en la evaluación de sistemas energéticos, proporciona un enfoque más completo para analizar la eficiencia y la sostenibilidad de los sistemas energéticos. Esta metodología ayuda a entender no solo la cantidad de energía utilizada o producida, sino también la calidad de esa energía y cómo afecta a los aspectos económicos y ergonómicos del sistema (Chaiyat, 2021; Vazini y Khoshgoftar, 2020; Xu et al., 2022).

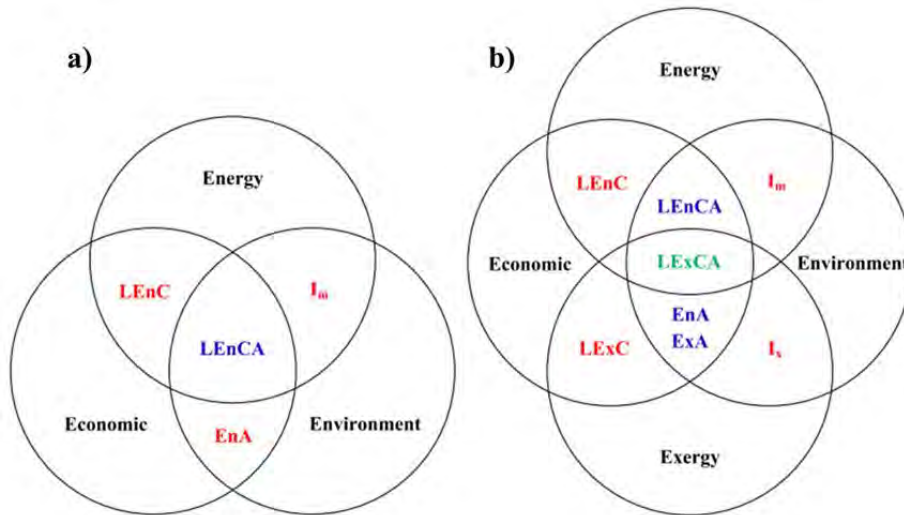


Fig. 10. Modelo a) 3E y b) 4E.

En el modelo 4E, la eficiencia exergética se concentra considerablemente en una medición más precisa del rendimiento del sistema en comparación con la eficiencia de la primera ley. El objetivo de este modelo es determinar “cuánta de la exergía de entrada se convierte en beneficio de salida”. Los impactos 3E y 4E se pueden expresar de la siguiente manera (Chaiyat, 2021).

$$LEnCA_{DCSG} = LEnC_{DCSG} I_m, Pd \ 1 \ Unit \quad (80)$$

$$LExCA_{DCSG} = LExC_{DCSG} I_x, Pd \ 1 \ Unit \quad (81)$$

2.9. Modelación transitoria de GDCS

El Transient System Simulation Tool (TRNSYS) es un entorno de simulación transitoria ampliamente utilizado en el análisis de sistemas energéticos, en particular en aplicaciones de climatización, energía solar, geotermia y almacenamiento térmico. Su principal fortaleza radica en la posibilidad de modelar de manera dinámica el comportamiento de sistemas complejos, considerando variaciones temporales de las condiciones de operación, la interacción entre múltiples subsistemas y la respuesta frente a cargas térmicas variables (Solar Energy Laboratory, 2012).

La arquitectura de TRNSYS se basa en un enfoque modular, en el cual cada componente físico (edificio, intercambiador de calor, bomba, colector solar, tanque de almacenamiento, etc.) se representa mediante bloques denominados Types. Estos Types son modelos matemáticos predefinidos que resuelven las ecuaciones diferenciales y algebraicas asociadas a cada proceso físico, permitiendo al usuario interconectarlos para construir el sistema completo.

Cada Type incluye un conjunto de entradas, salidas y parámetros.

- Entradas (Inputs): representan las variables de operación que cambian en el tiempo, como temperaturas, flujos másicos o potencias.
- Salidas (Outputs): corresponden a las magnitudes calculadas por el modelo, tales como temperaturas de salida, potencias intercambiadas o eficiencias.
- Parámetros (Parameters): son valores constantes que caracterizan el componente, por ejemplo, área de intercambio de calor, capacidad térmica o coeficientes de transferencia.

El motor de cálculo de TRNSYS resuelve el sistema de ecuaciones acopladas de todos los Types conectados, mediante integración numérica transitoria, lo que permite capturar fenómenos dinámicos como variaciones horarias, estacionales o transitorios cortos en la operación de los sistemas. En este sentido, el uso de Types convierte a TRNSYS en una herramienta flexible, donde la simulación se construye de manera similar a un esquema de bloques, pero con un rigor matemático basado en ecuaciones diferenciales, balances de energía y leyes de transferencia de calor y masa.

Adicionalmente, la librería estándar incluye decenas de Types clasificados en categorías como (TRNSYS, 2019):

2.9.1. Principales Types y relaciones matemáticas



1. Type56 Multi-zone building

Representa el balance energético de cada zona del edificio, considerando cargas internas, solares y de ventilación:

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_j U_{ij}(T_j - T_i) + \dot{Q}_{int,i} + \dot{Q}_{sol,i} + \dot{Q}_{vent,i} \quad (82)$$

donde C_i es la capacidad térmica de la zona i , U_{ij} la conductancia térmica entre zonas, y $\dot{Q}$ los flujos de calor internos, radiación solar y por ventilación.



2. Type107 Chiller por absorción

Describe la relación entre energía térmica suministrada y frío generado:

$$\dot{Q}_{frío} = COP \cdot \dot{Q}_{calor} \quad (83)$$

El COP depende de la temperatura de entrada del generador (T_{gen}) y del evaporador (T_{eva}):

$$COP = f(T_{gen}, T_{eva}) \quad (84)$$



3. Type114 Bombas de circulación

Modela el caudal y la presión en función de la curva de bomba y la resistencia del sistema:

$$\Delta P = H(Q) \text{ y } P_{ele} = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta} \quad (85)$$

donde $H(Q)$ es la altura de la bomba según el caudal $\dot{V}$, y η la eficiencia.



4. Type60c Almacenamiento térmico

Balance de energía con estratificación:

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_{in}(T_{in} - T) - \dot{m}_{out}(T - T_{out}) - \dot{Q}_{perdidas} \quad (86)$$



5. Type91 **Heat Exchanger, Constant Effectiveness**

El Type 91 modela un intercambiador de calor bajo el método de la efectividad-NTU, considerando que la efectividad es constante e independiente del número de unidades de transferencia (NTU).

- Balance de energía entre dos corrientes (fluido caliente y fluido frío).

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{max} \quad (87)$$

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (88)$$

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (89)$$

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{Q}{C_h}, T_{c,out} = T_{c,in} - \frac{Q}{C_c} \quad (90)$$



6. Type65d **Online Plotter without File**

Este Type no resuelve ecuaciones termodinámicas; es una herramienta de visualización gráfica en tiempo real dentro de TRNSYS.

- Permite trazar variables seleccionadas en función del tiempo de simulación.
- No almacena en archivo (a diferencia de otros subtipos como 65a).

$$Y(t_k) = f(X_1, X_2, \dots, X_n, t_k) \quad (91)$$



7. Type25c **Printer (no units)**

Este Type imprime resultados numéricos en pantalla o archivo, sin asignar unidades. Sirve para monitorear variables internas durante la simulación.

- No modifica cálculos termodinámicos.
- Registra salidas en formato numérico en cada paso de tiempo.

$$R_j(t_k) = X_j(t_k) \quad (92)$$



8. Type11f Type11h **Diversores y mezcladores**

Balance de energía por mezcla:

$$T_{out} = \frac{\sum_i \dot{m}_i C_{p,i} T_i}{\sum_i \dot{m}_i C_{p,i}} \quad (93)$$



9. Type15-2 Weather Data (TMY2)

Proporciona variables climáticas externas $T_{amb}(t)$, $HR(t)$, $G(t)$, que afectan la carga de los edificios y el rendimiento de los “chillers”.



10. Type6 Type92 Auxiliary Heater / Auxiliary Cooler

Aportan calor o frío adicional según demanda:

$$\dot{Q}_{aux} = f(T_{set}, T_{actual}, \dot{m}) \quad (94)$$



11. Type24 Type2b Integrator / Hysteresis

Se emplean para control de ciclos y regulación:

$$y(t) = \int_0^t x(t) dt, y(t) = \begin{cases} 1, & x(t) > T_{on} \\ 0, & x(t) < T_{off} \end{cases} \quad (95)$$



12. Type9c Equa Load File / Calculadora

Permiten introducir datos de carga externa $\dot{Q}_{edificio}(t)$ y generar variables de entrada para Types, asegurando la coherencia de las conexiones modulares.

2.10. Estadística comparativa

Se usaron los siguientes instrumentos matemáticos para analizar los resultados de las simulaciones con relación a trabajos ya reportados.

2.10.1. MAE – Mean Absolute Error (error medio absoluto)

Mide el promedio de las diferencias absolutas entre los valores observados (X^{ref}_i) y los valores predichos o simulados (X^{sim}_i) y n es el número total de observaciones. Indica cuánto, en promedio, se equivoca el modelo en las unidades originales de la variable (Surendra, 2005).

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |X^{sim}_i - X^{ref}_i| \quad (96)$$

2.10.2. RMSE – Root Mean Square Error (raíz del error cuadrático medio)

Similar al MAE, pero penaliza más fuertemente los errores grandes, ya que eleva las diferencias al cuadrado antes de promediarlas. Es útil cuando quieres evaluar qué tan “graves” son los errores extremos (Surendra, 2005).

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X^{sim}_i - X^{ref}_i)^2} \quad (97)$$

2.10.3. MRE% – Mean Relative Error (error relativo medio en %)

Representa el error en porcentaje relativo al valor medido. Permite comparar errores entre variables con diferentes magnitudes o unidades (Surendra, 2005).

$$MRE\% = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{X^{sim}_i - X^{ref}_i}{X^{ref}_i} \right| \times 100 \quad (98)$$

2.10.4. Willmott d – Índice de Concordancia de Willmott

Mide la concordancia general entre el modelo y los datos (siendo más intuitivo, porque cercano a 1 es casi perfecto). Este índice de ajuste entre 0 y 1 propuesto por Willmott (1981) ($d=1 \rightarrow$ ajuste perfecto; $d=0 \rightarrow$ sin ajuste), considera tanto la dispersión como la magnitud de los errores, lo que lo hace más completo que usar solo MAE o RMSE (Palominos-Rizzo et al., 2022).

$$d = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (X^{sim}_i - X^{ref}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (|X^{sim}_i - \overline{X^{ref}}| + |X^{ref}_i - \overline{X^{ref}}|)^2} \quad (99)$$

2.11. Modelos físicos

2.11.1. Cálculo de cargas térmicas

2.11.1.1. Método de factor de carga de refrigeración

Esta metodología se emplea para el diseño de distritos de enfriamiento conforme al manual de instalación de DCS de ASHRAE (2013), el cual incluye tablas de factores de carga de refrigeración específicos según las características de la edificación a climatizar.

2.11.1.2. Método de cargas instantáneas (HVAC)

En esta metodología se consideran el espacio a acondicionar (Fig.11), el factor de calor total y el factor de calor latente obtenidos de las Tablas del manual de HVAC, el número de ocupantes, así como la cantidad y potencia de los focos (Bell, 2007).

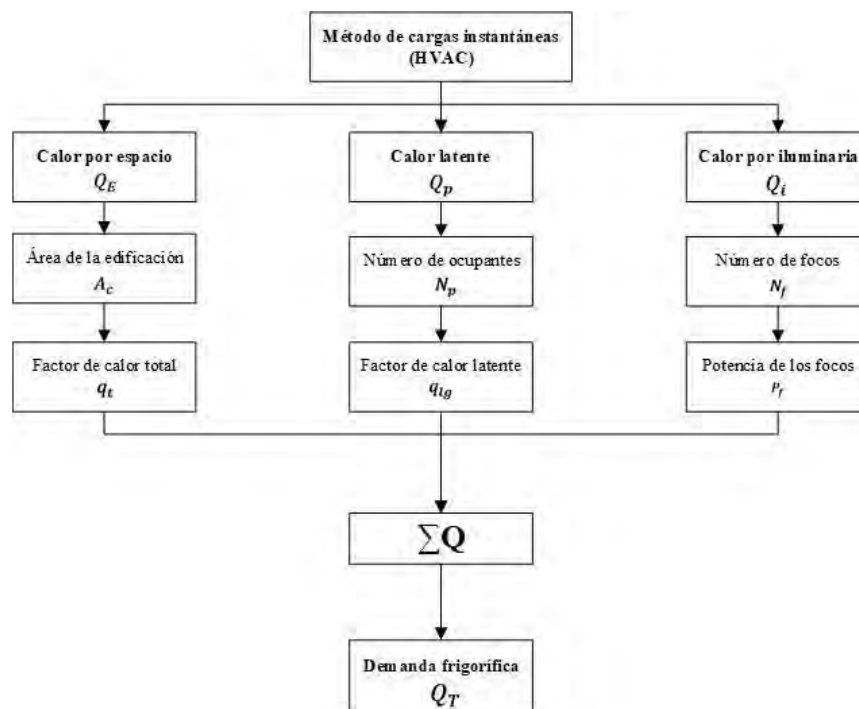


Fig. 11. Metodología de cálculo de carga térmica por carga instantánea HVAC.

2.11.1.3. Método CLTD-ASHRAE

La estimación de cargas térmicas se realizó mediante la técnica de diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento (CLTD), desarrollada por Spitler et al. (1993), ampliamente reconocida en la literatura por su precisión en edificaciones. Este procedimiento considera como datos de entrada la ubicación geográfica, las condiciones meteorológicas y la temperatura de diseño de verano, los cuales se corrigen con base en las Tablas del manual ASHRAE (1997), en función de la orientación de la edificación y de los factores climáticos locales. Las cargas externas se determinaron a partir de los elementos expuestos de la envolvente (Tabla 8). Para muros y techos se calcularon las resistencias térmicas de los materiales constitutivos y, posteriormente, se aplicaron las correcciones de la Tabla 32 de ASHRAE (1997), considerando la orientación y el horario crítico de máxima incidencia solar. En el caso de las ventanas, la transferencia de calor por conducción se obtuvo mediante la Tabla 34, mientras que la ganancia solar a través del vidrio se corrigió utilizando los factores de la Tabla 35B.

Las cargas internas comprendieron la ocupación, la iluminación, la infiltración y las particiones. Para los ocupantes, se aplicaron las cargas sensibles y latentes indicadas en la Tabla 35B, complementadas

con la Tabla 37, que permite corregirlas según los horarios de permanencia. La carga térmica por iluminación se estimó a partir de la potencia instalada y los factores de corrección establecidos en las Tablas 35B y 38. La infiltración se calculó conforme a la Tabla 0-3, considerando un suministro de aire fresco de 8 L/s por persona, mientras que las cargas por particiones internas se obtuvieron aplicando los factores de corrección correspondientes a muros intermedios establecidos en el manual. Finalmente, se integraron todas las cargas parciales obtenidas para cada zona, evaluando su variación horaria y seleccionando el valor máximo.

2.11.1.4. Modelo físico y condiciones de frontera

La unidad administrativa CP-I cuenta con un área superior a 700 m², en la cual se deben considerar aspectos relevantes como las propiedades térmicas de los materiales de construcción (Tabla 8), así como las condiciones que definen el modelo físico, esenciales para el cálculo adecuado de las cargas térmicas de refrigeración (Fig. 12).

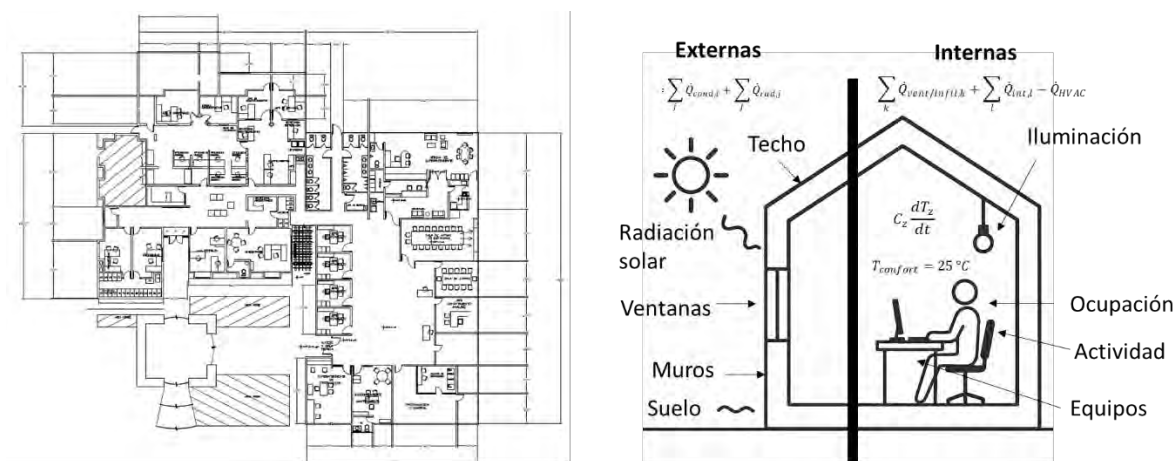


Fig. 12. Modelo físico y condiciones de frontera de la unidad administrativa.

Tabla 8. Propiedades físicas y térmicas del muro de la unidad administrativas (Circle, 2013).

Etiqueta del material	Concepto	L (m)	k (W/m °C)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg °C)	R (C·m ² ·s/J)	mt (kg)
A0	Resistencia de la superficie exterior	0	0	0	0	4.48E-09	0
E1	Cemento de 3/4 de pulgada	0.01905	0.404	1591.54	465.32	2.04E-09	30.74
C3	Bloque de hormigón	0.1016	0.453	976.34	465.32	9.65E-09	99.08
E1	Cemento de 3/4 de pulgada	0.01905	0.404	1591.54	465.32	2.04E-09	30.74
E0	Resistencia entre superficies	0	0	0	0	9.37E-09	0

2.11.1.5. Suposiciones y consideraciones

La unidad administrativa de Cerro Prieto se modeló en SketchUp 18 como una única zona térmica (Fig. 13), con el objetivo de simplificar la simulación y garantizar la compatibilidad con TRNSYS 18 (Fig. 14), evitando errores asociados a zonas múltiples no homogéneas. Los datos meteorológicos se procesaron mediante el Type15-2 de TRNSYS utilizando el archivo TMY2 de Mexicali, con intervalos de 0.1 h, permitiendo capturar variaciones horarias y periodos críticos de alta demanda de refrigeración, considerando condiciones extremas de temperatura: $T_{maxprom} = 47.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $TDB = 43\text{ }^{\circ}\text{C}$, $TWB = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$, y un total de 1660 grados-día anuales. Se incorporaron las propiedades físicas y térmicas de los materiales de la envolvente, según la Tabla 8 (Circle, 2013), sumando las resistencias de las capas y aplicando los factores de corrección de ASHRAE para determinar la transferencia de calor a través de muros, techos y ventanas. Se incluyó la influencia de la orientación, con inclinación de 45° respecto al norte, sombreado de elementos cercanos y la contribución de particiones internas.

Las cargas internas consideraron ocupación de 45 personas, iluminación y equipos eléctricos, así como la infiltración y ventilación de 8 L/s por persona, aplicando los factores y tablas correspondientes del manual ASHRAE (1997) para cargas sensibles, latentes y horarios de uso. Finalmente, se definieron las condiciones operativas del sistema HVAC con temperatura objetivo de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y rango de confort $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, evaluando la máxima carga horaria entre 14:00 h y 18:00 h. Los resultados se verificaron para asegurar consistencia con el clima local y el comportamiento esperado del edificio, garantizando la validez de la simulación para el dimensionamiento del sistema de climatización.

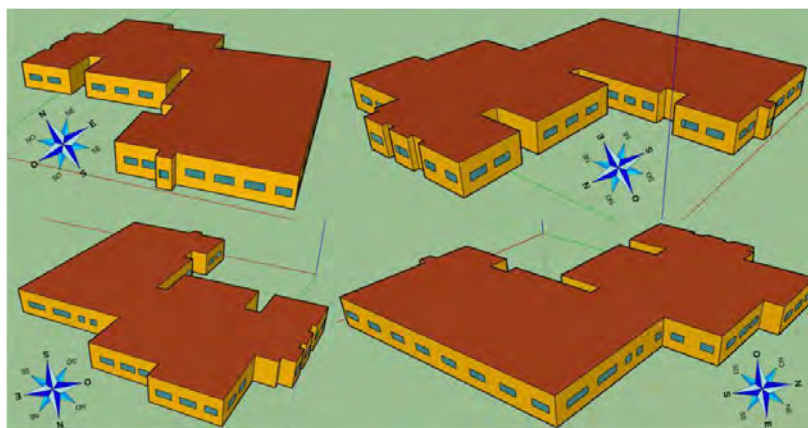


Fig. 13. Modelo virtual en SketchUp18 considerando solo una zona térmica general.

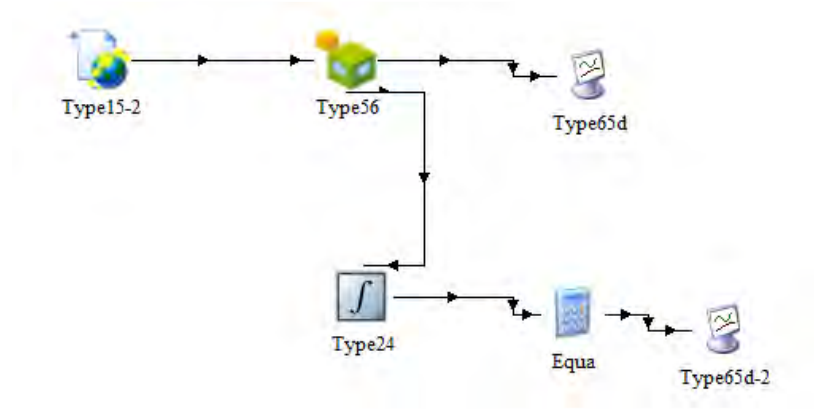


Fig. 14. Modelo en TRSNYS18 para el cálculo de cargas térmicas

2.11.1.6. Modelo matemático

El Type56 de TRNSYS permite modelar la transferencia de calor en edificaciones mediante el balance energético por zona térmica. Para la unidad administrativa de Cerro Prieto, considerando una única zona térmica, las cargas se calculan a partir de la siguiente ecuación general:

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_i \dot{Q}_{cond,i} + \sum_j \dot{Q}_{rad,j} + \sum_k \dot{Q}_{vent/infil,k} + \sum_l \dot{Q}_{int,l} - \dot{Q}_{HVAC} \quad (100)$$

donde:

- C_z = capacidad térmica de la zona [J/K]
- T_z = temperatura de la zona [°C]
- $\dot{Q}_{cond,i}$ = transferencia de calor por conducción a través de muros, techos y ventanas [W], calculada mediante:

$$\dot{Q}_{cond,i} = \frac{T_{ext} - T_z}{R_{tot,i}} \quad (101)$$

donde $R_{tot,i}$ es la resistencia térmica total de las capas del elemento constructivo, considerando factores de corrección de ASHRAE y las propiedades físicas y térmicas de los materiales (Tabla 8, Circle 2013).

- $\dot{Q}_{rad,j}$ = ganancia térmica por radiación solar sobre muros, techos y ventanas [W], considerando orientación (45° respecto al norte), inclinación de superficies, sombras de elementos cercanos y coeficientes solares de los materiales.
- $\dot{Q}_{vent/infil,k}$ = ganancia o pérdida de calor por ventilación e infiltración [W], determinada mediante:

$$\dot{Q}_{vent/infil,k} = \rho_{aire} C_p \dot{V}_{aire} (T_{ext} - T_z) \quad (102)$$

donde $\dot{V}_{aire} = 8$ l/s por persona.

- $\dot{Q}_{int,l}$ = cargas internas [W] por ocupación, iluminación y equipos eléctricos. Para la ocupación de 45 personas se consideró calor sensible de 245 BTU/h y calor latente de 155 BTU/h por persona, ajustado a los horarios de uso (5:00–22:00 h). La iluminación y equipos eléctricos se corrigieron según tablas ASHRAE (18:00–4:00 h).
- $\dot{Q}_{HVAC}$ = carga de climatización requerida [W] para mantener la temperatura objetivo de 25 °C y rango de confort ± 2 °C.

La ecuación se integra en pasos horarios de 0.1 h durante los 365 días del año, permitiendo determinar la carga máxima horaria de diseño (14:00–18:00 h). Este valor se convierte posteriormente a kW o TR para el dimensionamiento del sistema HVAC.

2.11.2. Red fría

2.11.2.1. Configuración CFD

Para el estudio numérico se consideró un flujo tridimensional, transitorio, turbulento e incompresible. Se seleccionó ANSYS Fluent (ANSYS, 2009) como herramienta de simulación de los campos de flujo y temperatura, ya que ha demostrado ser confiable en el análisis de transferencia de calor en tuberías enterradas bajo diferentes condiciones de operación (Uchôa et al., 2023; Xie et al., 2022). El software resolvió las ecuaciones gobernantes de conservación de masa, momentum y energía, mientras que las zonas turbulentas del flujo se abordaron mediante el modelo k- ϵ estándar propuesto por Xie et al. (2022). La formulación de estas ecuaciones, así como las de energía cinética turbulenta y tasa específica de disipación de energía, se presentó en la sección 2.7.

Para los términos convectivos y viscosos se empleó un esquema de discretización de segundo orden, y el acoplamiento presión–velocidad se resolvió mediante el algoritmo SIMPLE. En cuanto a la convergencia de las simulaciones, se adoptaron los criterios y valores recomendados en la guía del usuario de ANSYS Fluent. Además, se consideró flujo transitorio, turbulento e incompresible. Por otra parte, respecto a los mecanismos de transferencia de calor, no se consideró la radiación. En estudios de tuberías enterradas (Al-Sundany et al., 2013; López-Acosta et al., 2021; Sharma et al., 2010; Xie et al., 2022), las condiciones de frontera más representativas se establecen mediante un coeficiente convectivo suelo–aire en la superficie y una temperatura constante en la capa isotérmica del subsuelo, lo que elimina la necesidad de modelar efectos radiativos en el dominio sólido o fluido. Asimismo, de acuerdo con ASHRAE (2013), a profundidades mayores a 1.5 m la radiación solar no

influye en la temperatura del subsuelo, ya que el gradiente térmico está dominado por la conducción y la inercia térmica del terreno. Por lo tanto, la definición de condiciones de frontera promedio basadas en literatura especializada resulta suficiente para representar el comportamiento térmico del sistema, sin necesidad de incorporar modelos adicionales de radiación que no aportarían mejoras sustanciales en la precisión de los resultados.

2.11.2.2. Modelo físico y condiciones de frontera

La Fig. 15 ilustra el modelo físico estudiado, así como las dimensiones y la disposición utilizadas para la evaluación térmica del intercambiador agua-suelo y su simulación mediante ANSYS-Fluent. L es la longitud característica; T_{soil} y $T_{sub-soil}$ corresponden a la temperatura de la superficie del suelo y a la capa isotérmica profunda, respectivamente; h_{soil} es el ancho del dominio del terreno; L_{soil} es la altura total del dominio de suelo (en el esquema derecho, $L_{soil} = z_1 + z_2$, y $z_3 = h_{soil}$); d_1 es el diámetro de la tubería enterrada. La salida se definió como pressure-out, mientras que las entradas del modelo fueron T_w (temperatura del agua en condiciones de operación del intercambiador), y u_w (velocidad de operación asociada al “chiller”). Las condiciones de frontera se implementaron según las tres clases clásicas. Se aplicó una condición de primera especie (Dirichlet) en el subsuelo profundo, fijando T_{soil} y $T_{sub-soil}$ como constantes. En los límites laterales se utilizó una condición de segunda especie (Neumann), con $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ y $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$, para representar un dominio adiabático. En la superficie del suelo se definió una condición de tercera especie (Robin), considerando el intercambio con el aire mediante el espesor característico del suelo h_{soil} y la temperatura ambiente T_{air} . Esta clasificación es la empleada en la literatura y en CFD para problemas de transferencia de calor en tuberías enterradas.

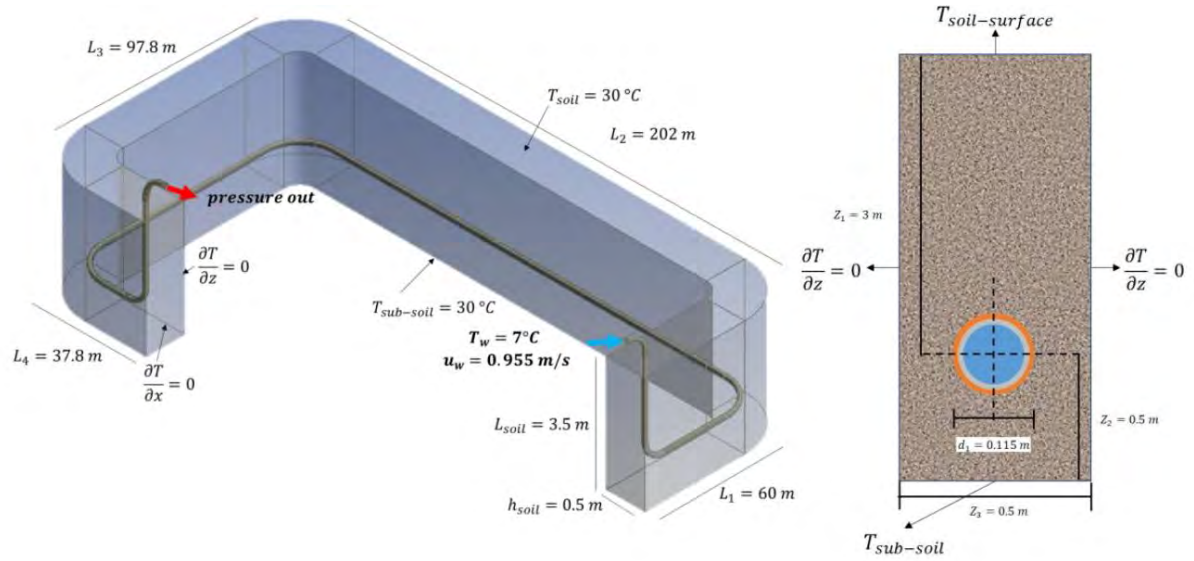


Fig. 15. Modelo físico de la red fría: tubería de suministro de agua helada.

2.11.2.3. Malla computacional e independencia de malla

La malla se generó en "Mesh", utilizando exclusivamente elementos hexaédricos dominantes y alcanzando una calidad de 0.98, como se muestra en la Fig. 16. La independencia de malla se determinó a partir del comportamiento de la temperatura en la entrada y salida del sistema. Para los estudios paramétricos, se empleó una malla de 7.3×10^6 elementos.

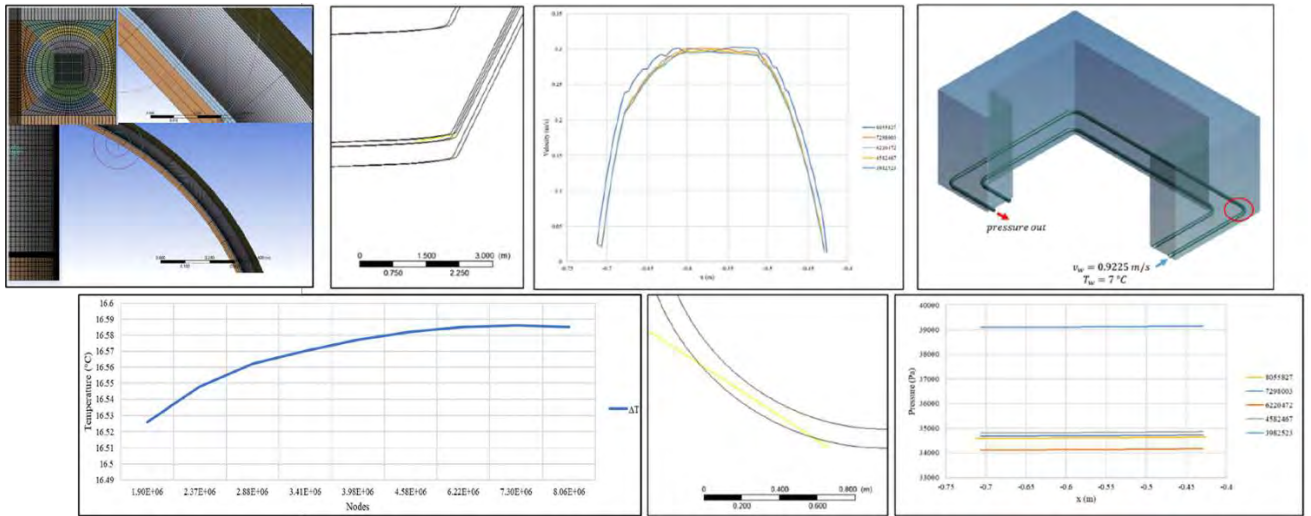


Fig. 16. Independencia de malla: a) Malla de 7.3×10^6 incluyendo estrato, tubería y fluido, b) ΔT del fluido del sistema y c) línea recta entre la capa limite y el fluido en el accesorio de la red fría.

Adicionalmente, la independencia de malla espacial se evaluó mediante el método GCI, descrito en la sección 2.7.1. Para este análisis se consideraron tres tamaños de malla: fina, básica y gruesa, con una tasa de crecimiento aproximada de 2.83. Los números de elementos utilizados fueron 11,058,685;

3,042,906 y 1,257,711. La Tabla X muestra los cálculos realizados para estimar la incertidumbre de discretización entre las mallas gruesa, básica y fina. Los resultados se calcularon para la temperatura y la velocidad máximas dentro de la tubería enterrada. Para la malla básica, los valores de GCI fueron 1.51% para temperatura y 0.77% para velocidad, indicando una adecuada independencia de malla.

Tabla 9. Cálculos realizados para estimar las incertidumbres de discretización entre las mallas gruesa, básica y fina

N_1, N_2, N_3	11058685, 3042906, 1257711	
r_{21}	1.5375	
r_{32}	1.3425	
	Tubería enterrada	
	Temperaturas máximas (°C)	Velocidad máxima (m/s)
ϕ_1	46.079	8.62514
ϕ_2	46.344	8.36313
ϕ_3	46.177	7.6103
P	0.9071	4.1456
ϕ_{ext}^{21}	45.5238	8.6781
e_a^{21}	0.58%	3.04%
e_{ext}^{21}	1.22%	0.61%
GCI_{fine}^{21}	1.51%	0.77%

2.11.3. Sistema GDCS en estado permanente

2.11.3.1. Modelo físico y condiciones de frontera

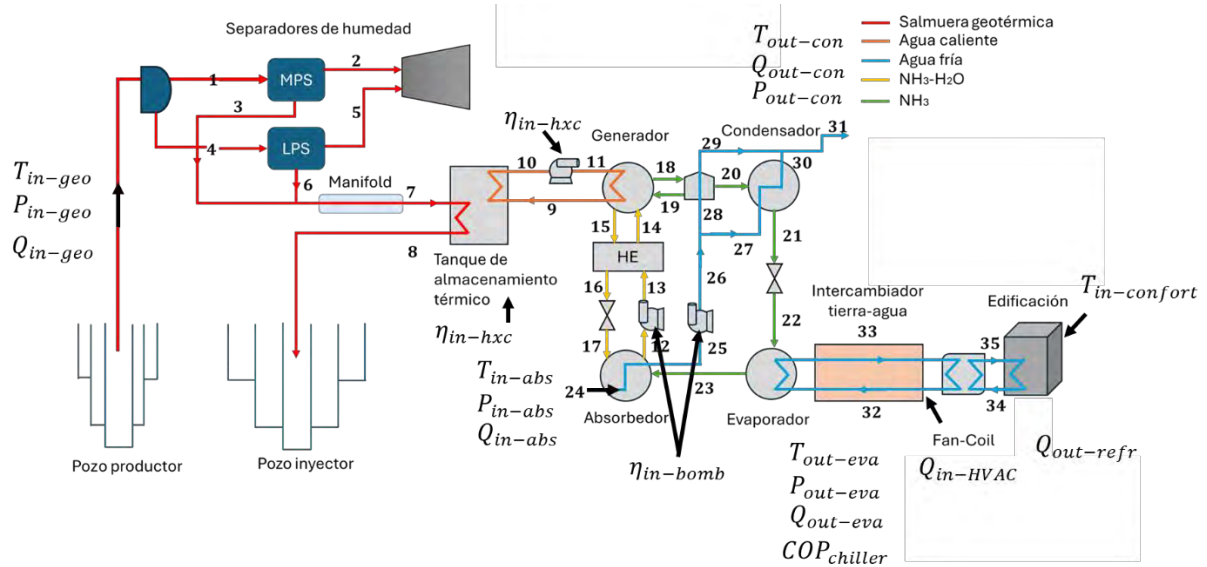


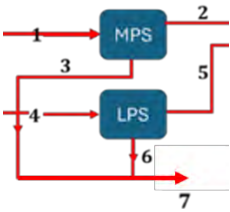
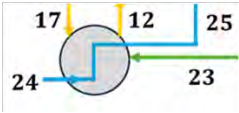
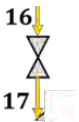
Fig. 17. Modelo físico y condiciones de frontera del GDCS.

2.11.3.2. Suposiciones y consideraciones

Las principales suposiciones realizadas en el análisis se pueden enunciar de la siguiente manera:

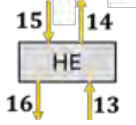
- El sistema opera en condición de estado estacionario y las reducciones de presión son insignificantes.
- El vapor refrigerante sale del generador y, después de pasar por el rectificador, entra al condensador en estado saturado.
- En el evaporador circula amoníaco puro.
- Las pérdidas de calor y fugas al ambiente son despreciables, excepto en los puntos comprendidos entre 7 y 8.
- El flujo de energía a través de la válvula de expansión es isentálpico.
- La temperatura (T_0) y presión (P_0) de referencia del sistema son 47 °C y 1 atm, respectivamente, considerando que la ubicación del sistema se encuentra a 1 m s.n.m.
- No se considera almacenamiento de calor en el tanque de agua caliente.
- Todos los intercambiadores de calor operan con la misma efectividad de transferencia térmica.
- Todos los demás componentes se consideran adiabáticos.
- La temperatura del absorbedor ARC se mantiene constante.
- No ocurren reacciones químicas en ninguna parte del sistema.

2.11.3.3. Modelo matemático

Componente del sistema	Balance másico	Balance energético	Exergía de combustible y producto
Fuente térmica residual 	$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \\ \dot{m}_1 X_1 &= \dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_3 X_3 \\ \dot{m}_4 &= \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \\ \dot{m}_4 X_4 &= \dot{m}_5 X_5 + \dot{m}_6 X_6 \\ \dot{m}_7 &= \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \\ \dot{m}_7 X_7 &= \dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_6 X_6\end{aligned}$	$\begin{aligned}\dot{m}_1 h_1 &= \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \\ \dot{m}_4 h_4 &= \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 \\ \dot{m}_7 h_7 &= \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6 \\ \dot{Q}_{residual} &= \dot{m}_7 (h_8 - h_7)\end{aligned}$	$\begin{aligned}\dot{P}_{residual} &= \dot{Q}_{residual} \left(1 - \frac{T_0}{T_7}\right) \\ \dot{F}_{residual} &= \dot{m}_3 \varphi_3 + \dot{m}_6 \varphi_6\end{aligned}$
Absorbedor 	$\begin{aligned}\dot{m}_{12} &= \dot{m}_{17} + \dot{m}_{23} \\ \dot{m}_{12} X_{12} &= \dot{m}_{17} X_{17} + \dot{m}_{23} X_{23} \\ \dot{m}_{24} &= \dot{m}_{25}\end{aligned}$	$\begin{aligned}\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_{12} h_{12} &= \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{23} h_{12} \\ \dot{Q}_{abs} &= \dot{m}_{24} (h_{25} - h_{24})\end{aligned}$	$\begin{aligned}\dot{P}_{abs} &= \dot{Q}_{abs} \left(1 - \frac{T_0}{T_{abs}}\right) \\ \dot{F}_{abs} &= \dot{m}_{17} \varphi_{17} + \dot{m}_{23} \varphi_{23} - \dot{m}_{12} \varphi_{12}\end{aligned}$
Válvula de expansión-I 	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{17} h_{17}$	$\begin{aligned}\dot{P}_{val-I} &= \dot{m}_{17} \varphi_{17} \\ \dot{F}_{val-I} &= \dot{m}_{16} \varphi_{16}\end{aligned}$
Bomba-I 	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{W}_{Bom-I} = \dot{m}_{13} h_{13}$	$\begin{aligned}\dot{P}_{Bom-I} &= \dot{m}_{12} (\varphi_{13} - \varphi_{12}) \\ \dot{F}_{Bom-I} &= \dot{W}_{Bom-I}\end{aligned}$



Intercambiador



$$\begin{aligned}\dot{m}_{13} &= \dot{m}_{14} \\ \dot{m}_{15} &= \dot{m}_{16}\end{aligned}$$

$$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{15}h_{15} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{16}h_{16}$$

$$\begin{aligned}P_{int} &= \dot{m}_{13}\varphi_{13} + \dot{m}_{14}\varphi_{14} \\ F_{int} &= \dot{m}_{15}\varphi_{15} + \dot{m}_{16}\varphi_{16}\end{aligned}$$

Generador

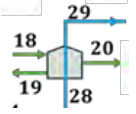


$$\begin{aligned}\dot{m}_{15} + \dot{m}_{18} &= \dot{m}_{14} + \dot{m}_{19} \\ \dot{m}_{11} &= \dot{m}_9 \\ \dot{m}_{15}X_{15} + \dot{m}_{18}X_{18} &= \dot{m}_{14}X_{14} + \dot{m}_{19}X_{19}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{gen} + \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{18}h_{18} &= \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{19}h_{19} \\ \dot{Q}_{gen} &= \dot{m}_{11}(h_{11} - h_9)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{gen} &= \dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) \\ \dot{F}_{gen} &= \dot{m}_{15}\varphi_{15} + \dot{m}_{18}\varphi_{18} - \dot{m}_{14}\varphi_{14} - \dot{m}_{19}\varphi_{19}\end{aligned}$$

Rectificador

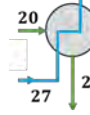


$$\begin{aligned}\dot{m}_{18} &= \dot{m}_{19} + \dot{m}_{20} \\ \dot{m}_{18}X_{18} &= \dot{m}_{19}X_{19} + \dot{m}_{20}X_{20} \\ \dot{m}_{28} &= \dot{m}_{29}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rec} + \dot{m}_{18}h_{18} &= \dot{m}_{19}h_{19} + \dot{m}_{20}h_{20} \\ \dot{Q}_{rec} &= \dot{m}_{28}(h_{29} - h_{28})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{rec} &= \dot{m}_{29}\varphi_{29} - \dot{m}_{28}\varphi_{28} + \dot{m}_{18}\varphi_{18} \\ \dot{F}_{rec} &= \dot{m}_{19}\varphi_{19} + \dot{m}_{20}\varphi_{20}\end{aligned}$$

Condensador



$$\begin{aligned}\dot{m}_{20} &= \dot{m}_{21} \\ \dot{m}_{27} &= \dot{m}_{30}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{20}h_{20} &= \dot{Q}_{con} + \dot{m}_{21}h_{21} \\ \dot{Q}_{con} &= \dot{m}_{27}(h_{30} - h_{27})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{con} &= \dot{m}_{27}(\varphi_{30} - \varphi_{27}) \\ \dot{F}_{con} &= \dot{m}_{20}(\varphi_{20} - \varphi_{21})\end{aligned}$$

Válvula de expansión-II

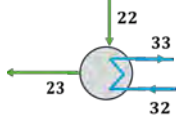


$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

$$\dot{m}_{21}h_{21} = \dot{m}_{22}h_{22}$$

$$\begin{aligned}P_{val-II} &= \dot{m}_{22}\varphi_{22} \\ \dot{F}_{val-II} &= \dot{m}_{21}\varphi_{21}\end{aligned}$$

Evaporador



$$\begin{aligned}\dot{m}_{22} &= \dot{m}_{23} \\ \dot{m}_{33} &= \dot{m}_{32}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{22}h_{22} &= \dot{Q}_{eva} + \dot{m}_{23}h_{23} \\ \dot{Q}_{eva} &= \dot{m}_{32}(h_{32} - h_{33})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{eva} &= \dot{m}_{22}(\varphi_{22} - \varphi_{23}) \\ \dot{F}_{eva} &= \dot{m}_{32}(\varphi_{33} - \varphi_{32})\end{aligned}$$

Tanque de almacenamiento térmico



$$\begin{aligned}\dot{m}_7 &= \dot{m}_8 \\ \dot{m}_9 &= \dot{m}_{10}\end{aligned}$$

$$\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{10}h_{10}$$

$$\begin{aligned}P_{tank} &= \dot{m}_3\varphi_3 - \dot{m}_5\varphi_5 \\ \dot{F}_{tank} &= \dot{m}_7\varphi_7 - \dot{m}_8\varphi_8\end{aligned}$$

Bomba-II



$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$$

$$\dot{m}_{25}h_{25} + \dot{W}_{Bom-II} = \dot{m}_{26}h_{26}$$

$$\begin{aligned}P_{Bom-II} &= \dot{m}_{25}(\varphi_{26} - \varphi_{25}) \\ \dot{F}_{Bom-II} &= \dot{W}_{Bom-II}\end{aligned}$$

Bomba-III



$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{Bom-III} = \dot{m}_{11}h_{11}$$

$$\begin{aligned}P_{Bom-III} &= \dot{m}_{10}(\varphi_{11} - \varphi_{10}) \\ \dot{F}_{Bom-III} &= \dot{W}_{Bom-III}\end{aligned}$$

Red fría

$$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{32}$$

$$\dot{m}_{33}h_{33} = \dot{m}_{32}h_{32}$$

$$\begin{aligned}P_{red} &= \dot{m}_{32}\varphi_{32} \\ \dot{F}_{red} &= \dot{m}_{33}\varphi_{33}\end{aligned}$$



$$\dot{m}_{35} = \dot{m}_{34}$$

$$\dot{m}_{35}h_{35} = \dot{m}_{34}h_{34}$$

$$\dot{P}_{edificación} = \dot{m}_{34}\varphi_{34}$$

$$\dot{F}_{edificación} = \dot{m}_{35}\varphi_{35}$$

2.11.4. Sistema GDCS en estado transitorio

2.11.4.1. Modelo físico y condiciones de frontera

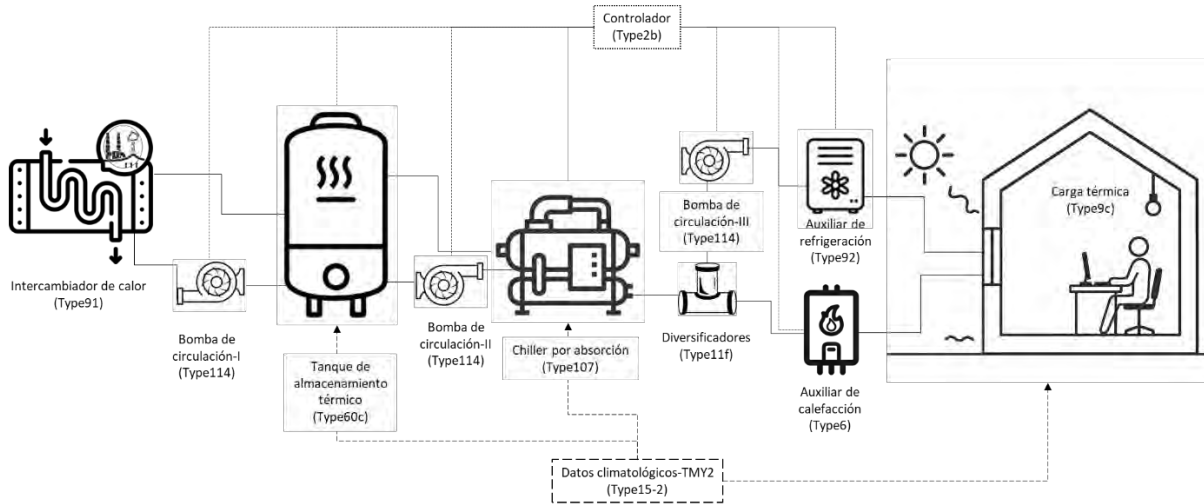


Fig. 18. Modelo físico en plataforma TRNSYS de GDCS.

2.11.4.2. Suposiciones y consideraciones

En el modelado de sistemas energéticos complejos mediante TRNSYS, resulta necesario establecer un conjunto de suposiciones y consideraciones que permitan representar el comportamiento dinámico del sistema con un grado adecuado de simplificación. Estas hipótesis facilitan la convergencia numérica, reducen la incertidumbre en la parametrización y aseguran que el modelo pueda reproducir de manera confiable las condiciones de operación del sistema geotérmico de climatización (GDCS).

Las principales consideraciones adoptadas en la simulación se resumen a continuación:

- El chiller por absorción (Type 107) se modela bajo la relación entre calor de entrada y frío generado mediante un coeficiente de desempeño (COP), el cual se considera dependiente de la temperatura de entrada al generador y del evaporador.
- Las bombas de circulación (Type 114) se simulan en función de su curva característica de caudal-presión, considerando eficiencia constante y sin variación estacional en el desempeño.

- El tanque de almacenamiento térmico (Type 60c) se representa mediante un esquema de estratificación térmica idealizada, con pérdidas globales hacia el ambiente basadas en coeficientes de transmisión de calor definidos en la literatura.
- El intercambiador de calor (Type 91) se modela con eficiencia constante, independiente del número de unidades de transferencia (NTU), y se asume un flujo contracorriente entre fluidos.
- El auxiliar de calefacción y auxiliar de refrigeración (Type 6 y Type 11f) se consideran como respaldo para suplir demandas adicionales de calor o frío, operando únicamente cuando las condiciones del sistema no permiten alcanzar la temperatura de consigna.
- Los diversores y mezcladores (Type 11f) trabajan bajo el supuesto de mezcla instantánea y homogénea de flujos, sin retardos en la dinámica.
- La carga térmica del edificio (Type 9c) se implementa a partir de archivos externos con datos horarios representativos del perfil de uso, suponiendo ocupación constante y sin variaciones en el mobiliario o en la ganancia interna.
- Los componentes de control (Type 2b, integrador e histeresis) se utilizan para definir los ciclos de operación en función de temperaturas de consigna, asumiendo una respuesta ideal y sin retardos.
- Los módulos de salida (Type 65 y Type 92) permiten únicamente el monitoreo gráfico y numérico de las variables de interés, sin influir en los cálculos termodinámicos.
- Las condiciones climáticas (Type 15-2) corresponden a un archivo meteorológico TMY2 de Mexicali, el cual se adopta como representativo de las condiciones promedio de largo plazo.

2.11.4.3. Modelo matemático

El modelo matemático del GDCS se formula a partir de balances de energía transitorios, relaciones constitutivas de desempeño para cada equipo y lógicas de control que reproducen el comportamiento observado en las simulaciones dinámicas. A continuación, se presentan las ecuaciones principales empleadas en TRNSYS y la forma en que se calibran con los resultados transitorios.

2.11.4.3.1. Producción de frío: chiller por absorción

La potencia frigorífica instantánea se obtiene como producto del calor suministrado al generador por el COP del ciclo $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$:

$$\dot{Q}_{cool}(t) = COP(T_{gen}(t), T_{eva}(t)) \cdot \dot{Q}_{gen,in}(t) \quad (103)$$

En el modelo, COP se define mediante una correlación empírica o tabla interpolada ajustada a los datos experimentales.

Condición de operación (encendido/apagado):

$$COP(t) = 0 \text{ si } \dot{Q}_{gen,in}(t) < \dot{Q}_{thres}(t) \quad (104)$$

donde $\dot{Q}_{thres}(t)$ es el calor mínimo requerido para activar el chiller (se obtiene por calibración).

2.11.4.3.2. Balance energético del generador / acoplamiento al tanque

El calor suministrado al generador proviene del tanque térmico y de la fuente geotérmica residual:

$$\dot{Q}_{gen,in}(t) = \dot{m}_{tan-gen}(t)C_p[T_{tan-out}(t) - T_{gen,in}(t)] + \dot{Q}_{intercambiador}(t) \quad (105)$$

Donde $\dot{Q}_{intercambiador}(t)$ representa calor residual disponible

2.11.4.3.3. Modelo dinámico del tanque estratificado (nodal)

El tanque se modela por capas/estratos i . Para cada estrato:

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_{in,i}(t)C_p[T_{in,i}(t) - T_{in,i}(t)] + \dot{m}_{out,i}(t)C_p[T_i(t) - T_{out,i}(t)] \quad (106)$$

Pérdidas del estrato a ambiente:

$$\dot{Q}_{perd,i}(t) = U_{tan,i}A_{tan,i}[T_i(t) - T_{amb}(t)] \quad (107)$$

2.11.4.3.4. Distribución de frío hacia edificio y auxiliares

La entrega de frío al edificio depende del caudal de agua helada y de la temperatura de suministro:

$$\dot{Q}_{ed}(t) = \dot{m}_{fr}(t)C_p[T_{fr,in}(t) - T_{fr,out}(t)] \quad (108)$$

El sistema auxiliar entra en operación cuando la temperatura suministrada por el chiller no alcanza el setpoint:

$$\text{Si } T_{fr,out}(t) > T_{set}(t) \rightarrow \dot{Q}_{aux}(t) = f_{aux}(T_{set} - T_{fr,out}(t)) \quad (109)$$

2.11.4.3.5. Torre de enfriamiento: rechazo térmico y consumo hídrico

La potencia de rechazo de la torre corresponde al calor que no es absorbido por la red:

$$\dot{Q}_{rej}(t) = \dot{Q}_{abs,rej}(t) + \dot{Q}_{perd,otros}(t) \quad (110)$$

Consumo hídrico por evaporación y purgas (modelo simplificado, calibrable):

$$\dot{m}_{agua,loss}(t) = k_{ev} \frac{\dot{Q}_{rej}(t)}{L_v} \quad (111)$$

donde L_v es el calor latente efectivo (kJ/kg) y k_{ev} n factor empírico que recoge condiciones de torre y clima (calibrar con valores: verano promedio $\dot{m}_{agua,loss}(t) = 4,190.31 \text{ kg/h}$; anual promedio $\approx 3,844.1 \text{ kg/h}$; picos $\approx 10,015.7 \text{ kg/h}$).

2.11.4.3.6. Intercambiadores y efectividad (manifold, recuperadores)

Se usa la formulación efectividad–NTU con efectividad ε (constante o función calibrada):

$$\dot{Q}(t) = \varepsilon C_{min} (T_{h,in}(t) - T_{c,in}(t)) \quad (112)$$

Donde $C_{min} = \dot{m}C_p$. Ajustar ε con datos de intercambio entre tanque, manifold y red.

2.11.4.3.7. Lógica de control e integración temporal

Encendido/apagado de elementos por histéresis (implementado con integrador/histéresis):

$$u_{eq}(t) = \begin{cases} 1 & \text{si } X(t) \geq X_{on} \\ 0 & \text{si } X(t) \leq X_{off} \\ u_{eq}(t^-) & \text{en caso contrario (mantener estado)} \end{cases} \quad (113)$$

2.11.4.3.8. Modelado de eventos de caída térmica (fallas o pérdida de suministro)

Para representar las 5 interrupciones detectadas en verano, se introduce la función multiplicadora $\alpha_{geo}(t) \in [0,1]$ sobre la disponibilidad de calor residual:

$$\dot{Q}_{geo,res}(t) = \alpha_{geo}(t) \dot{Q}_{geo,nom}(t) \quad (114)$$

donde $\alpha_{geo}(t) = 0$ durante caídas (intervalos que listaste) y 1 en operación nominal. Esto permite cuantificar la respuesta del sistema y la intervención del auxiliar.

Capítulo 3: Edificio a climatizar, cálculo de cargas térmicas y diseño del GDCS

Este capítulo describe detalladamente los métodos y procedimientos que seguimos para llevar a cabo la investigación, asegurando que los resultados sean reproducibles y válidos.

El GDCS, el cual emplea un sistema por absorción alimentado con calor residual y respaldado por un sistema de almacenamiento térmico. Este enfoque busca mejorar la eficiencia energética y garantizar el confort térmico en edificaciones mediante el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía.

Para ilustrar la interacción entre los distintos componentes y variables del sistema, la Fig. 19 presenta un diagrama esquemático que resume el flujo de información y energía dentro del GDCS. Se identifican los principales módulos: la caracterización inicial del recurso geotérmico, el análisis del calor residual disponible, el almacenamiento térmico, la unidad de absorción, la red de distribución de frío y los fan-coils encargados del acondicionamiento de espacios interiores. Además, se incluye la evaluación final del confort térmico en el edificio.

A continuación, se describe cada una de estas etapas, detallando las variables clave involucradas y su papel en el desempeño general del sistema.

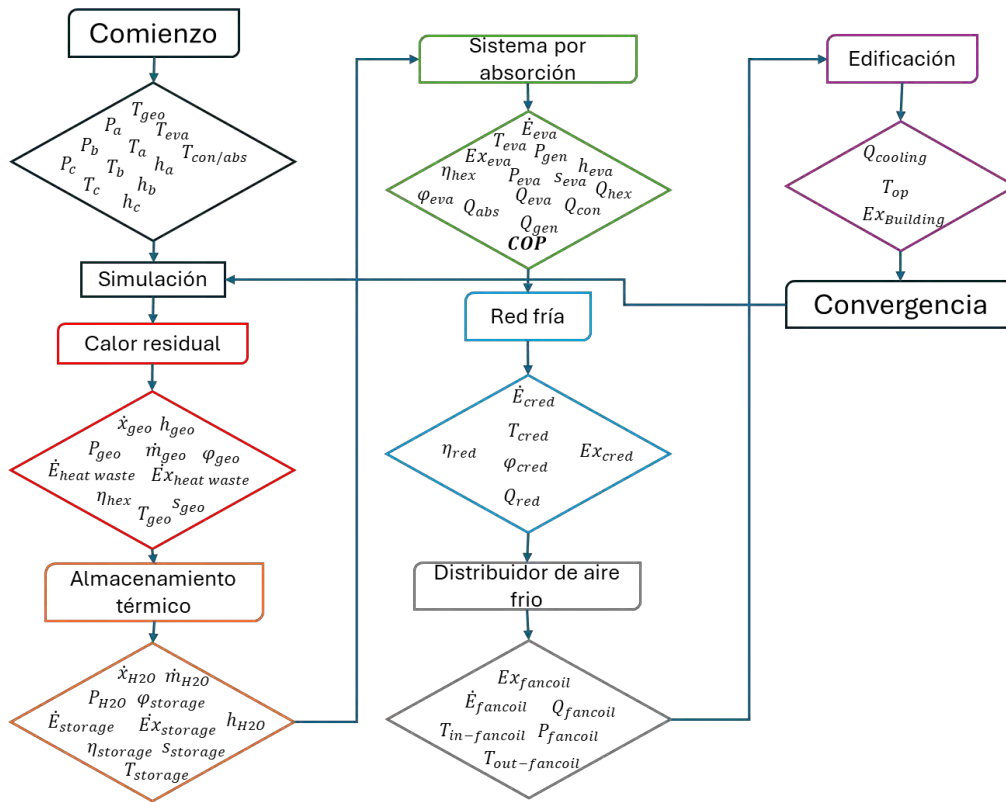


Fig. 19. Diagrama de flujo de los elementos claves de GDCS involucrando sus variables.

3.1. Caso de estudio

El campo geotérmico Cerro Prieto, ubicado en Mexicali, Baja California, es uno de los cinco campos geotérmicos explotados por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) y ha sido fundamental para el suministro eléctrico en la región. Su primera unidad de generación eléctrica, con una planta de

condensación de 37.5 MW, comenzó a operar en 1973 en la sección CP-I, y desde entonces el campo ha crecido hasta contar con 13 unidades distribuidas en cuatro plantas, alcanzando una capacidad instalada total de 720 MW. Cerro Prieto combina tecnologías de flash simple y doble, lo que le permite descargar la salmuera residual en grandes estanques de evaporación (Fig. 20).

A lo largo de su operación, el campo ha enfrentado desafíos como el aumento del consumo específico de vapor (SSC), que para 2008 había alcanzado 2.45 kg/s por MW, y la gestión de grandes volúmenes de salmuera geotérmica, con 72.3 millones de toneladas eliminadas mediante inyección y evaporación en lagunas de evaporación de 18 km². Cerro Prieto ha sido objeto de múltiples estudios, incluyendo evaluaciones de poligeneración con energía solar (Ezzat y Dincer, 2016) y simulaciones numéricas del proceso termodinámico de la planta Cerro Prieto I (Hernández-Martínez et al., 2019, 2020).

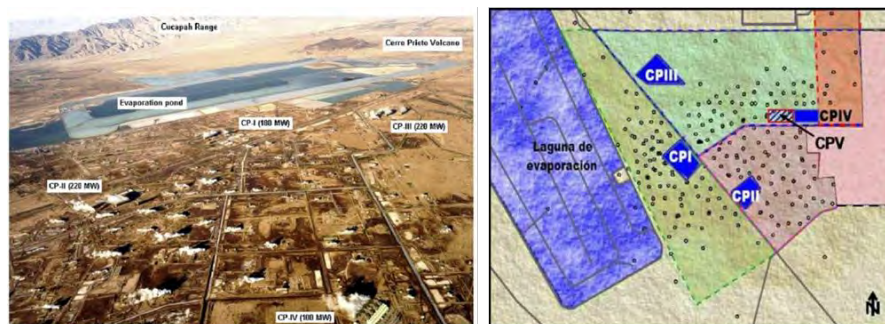


Fig. 20. Distribución de las plantas geotérmicas del Campo Cerro Prieto, Mexicali, B.C (Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de generación, gerencia de proyectos geotermoeléctricos, 2010; DiPippo, 2012)

Dentro del campo geotermoeléctrico, se encuentran oficinas con un área total de 748 m² (32.399493, -115.237604), que requieren condiciones térmicas adecuadas para asegurar confort y productividad del personal. Estas oficinas se encuentran próximas a zonas de calor residual geotérmico, y están acondicionadas mediante equipos electromecánicos que operan principalmente de marzo a octubre, con una capacidad de refrigeración de 87.9 a 94.9 kW (25 a 27 TR). El conocimiento detallado de las condiciones climáticas externas, así como la disponibilidad de calor residual, constituye la base para evaluar estrategias de refrigeración eficientes, incluyendo la posible integración de sistemas de enfriamiento por absorción que aprovechen el calor geotérmico disponible.

3.1.1. Condiciones climatológicas

Los datos meteorológicos de Mexicali fueron adquiridos, procesados y analizados de Worldweatheronline (2022). El archivo de datos climáticos (TMY2) incluye información de aproximadamente 239 estaciones que abarcan el periodo de 1994 a 2021 en la región de Mexicali. El clima del sitio de estudio se caracteriza en la temporada de verano por temperaturas de bulbo seco (DBT) y bulbo húmedo (WBT) que alcanzan los 43 °C y 28 °C (Infraestructura Educativa (INIFED) SEP, 2014), respectivamente, así como una humedad relativa del 10%. Los registros muestran una temperatura máxima promedio de 48 °C entre las 15:00 y las 18:00 h, mientras que la humedad relativa promedio mínima es de 7% en el mismo intervalo horario durante los meses de verano (Fig. 21). Este análisis meteorológico se realizó con el fin de caracterizar las condiciones climáticas extremas de la región y proporcionar una base sólida para el dimensionamiento y diseño de sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire, permitiendo estimar las cargas térmicas de diseño, seleccionar adecuadamente los equipos (evaporadores, condensadores, generadores, absorbedores) y evaluar el desempeño energético bajo condiciones reales de operación. Asimismo, estos datos son fundamentales para la implementación de DCS y estrategias de operación que optimicen el consumo energético, manteniendo confort térmico aun durante los picos de temperatura, siguiendo las recomendaciones del Manual de ASHRAE (Circle, 2013) y la Guía para la incorporación de DCS (ASHRAE, 2013).

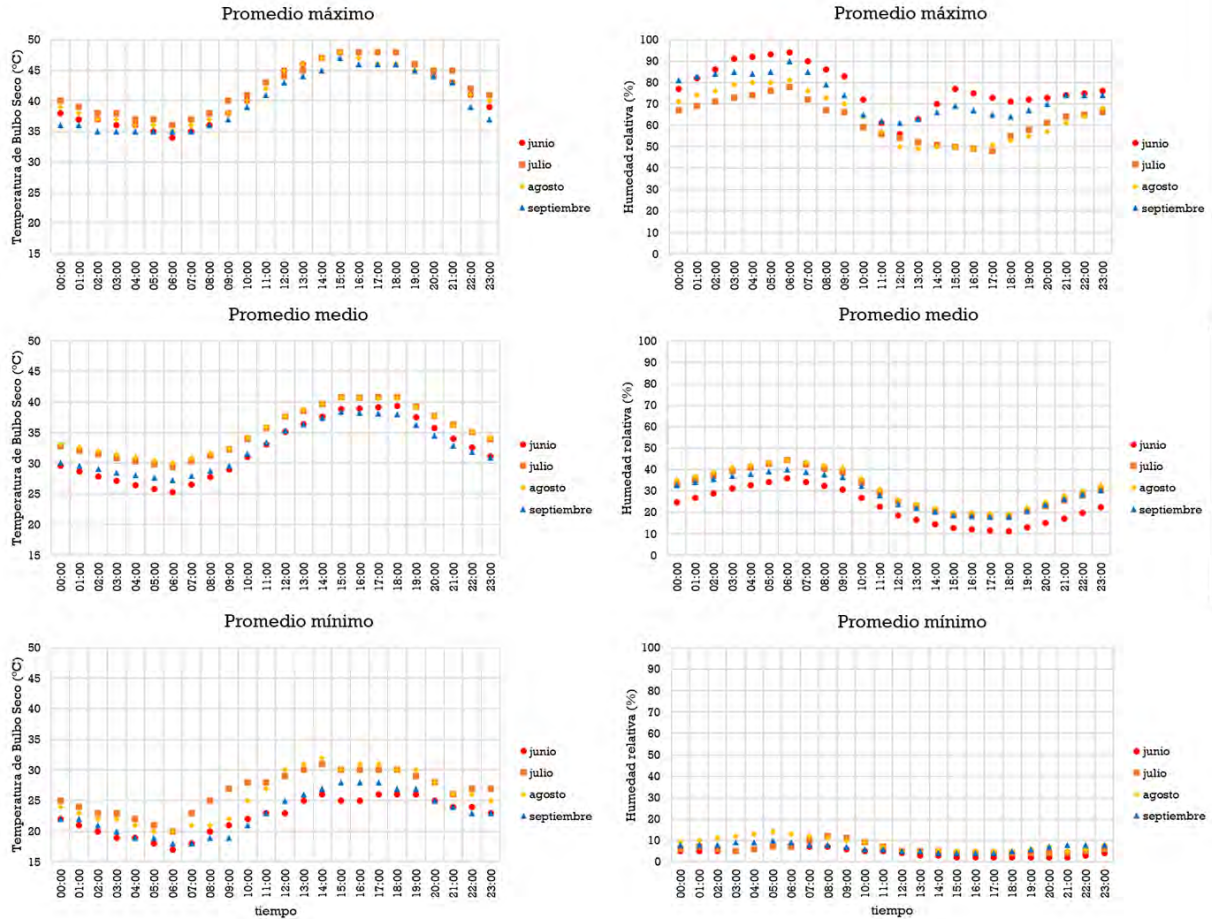


Fig. 21. Temperatura de bulbo seco y humedad relativa según un año típico en Mexicali, B.C., México (WinFinder, 2022; Worldweatheronline, 2022).

3.1.2. Determinación de las cargas de refrigeración

En este apartado se determina la carga de refrigeración de la unidad administrativa, considerando el clima cálido-seco y las temperaturas máximas durante los meses de verano. Para el cálculo se tomaron en cuenta una DBT de 43 °C, una WBT de 28 °C y una humedad relativa del 10%.

El método del factor de carga de refrigeración, recomendado por (ASHRAE, 2013) para el diseño de DCS, se emplea considerando las dimensiones y el tipo de uso de la edificación. Se utilizó un factor promedio de 7.4 m²/kW (valor típico para oficinas), aplicado al área total de la unidad administrativa de 748 m². Al dividir el área por el factor seleccionado, se obtuvo una carga de refrigeración de 101.08 kW (28.74 TR) (Fig. 22).

Application	Occupancy						Lighting						Refrigeration Load ¹					
	ft ² /person			m ² /person			W/ft ²			W/m ²			ft ² /ton			m ² /kW		
	Low	Avg.	High	Low	Avg.	High	Low	Avg.	High	Low	Avg.	High	Low	Avg.	High	Low	Avg.	High
Apartment, High Rise	325	175	100	30.2	16.3	9.3	1	2	4	11	22	43	450	400	350	11.9	10.6	9.3
Auditoriums, Churches, Theaters	15	11	6	1.4	1.0	0.6	1	2	3	11	22	32	400	250	90	10.6	6.6	2.4
Educational Facilities (Schools, Colleges, Universities)	30	25	20	2.8	2.3	1.9	2	4	6	22	43	65	240	185	150	6.3	4.9	4.0
Factories:																		
Assembly Areas	50	35	25	4.6	3.3	2.3	3 ²	4.5 ²	6 ²	32 ²	48 ²	65 ²	240	150	90	6.3	4.0	2.4
Light Manufacturing	200	150	100	18.6	13.9	9.3	9 ²	10 ²	12 ²	97 ²	108 ²	129 ²	200	150	100	5.3	4.0	2.6
Heavy Manufacturing ³	300	250	200	27.9	23.2	18.6	15 ²	45 ²	60 ²	161 ²	484 ²	646 ²	100	80	60	2.6	2.1	1.6
Hospitals:																		
Patient Rooms ⁴	75	50	25	7.0	4.6	2.3	1	1.5	2	11	16	22	275	220	165	7.3	5.8	4.4
Public Areas	100	80	50	9.3	7.4	4.6	1	1.5	2	11	16	22	175	140	110	4.6	3.7	2.9
Hotels, Motels, Dormitories	200	150	100	18.6	13.9	9.3	1	2	3	11	22	32	350	300	220	9.3	7.9	5.8
Libraries and Museums	80	60	40	7.4	5.6	3.7	1	1.5	3	11	16	32	340	280	200	9.0	7.4	5.3
Office Buildings ⁴	130	110	80	12.1	10.2	7.4	4	6 ²	9 ²	43	65 ²	97 ²	360	280	190	9.5	7.4	5.0

Fig. 22. Valores aproximados de carga de enfriamiento por unidad de área (ASHRAE, 2013).

Por otro lado, la unidad administrativa de Cerro Prieto I se modeló en SketchUp 18 utilizando su plano arquitectónico proporcionado por la CFE (Fig. 23), considerando la edificación como un todo integrado. Posteriormente, se simuló el comportamiento térmico de la unidad administrativa durante los 365 días del año utilizando TRNSYS-Solar (Fig. 16). Para ello, se empleó el Type 15-2 junto quien procesa los datos climáticos TMY2 de Mexicali, y el Type 56 para modelar la edificación, incluyendo las suposiciones de carga térmica, con una temperatura de climatización de 25 °C. Además, se utilizaron las bibliotecas integradas del Type 56 para definir ocupación y horarios de oficina, así como la iluminación interior y tipo de vidriado.



Fig. 23. Modelo virtual de la unidad administrativa de Cerro Prieto I en SketchUp 18, así como su orientación en vista superior (Google Maps, *n.d.*).

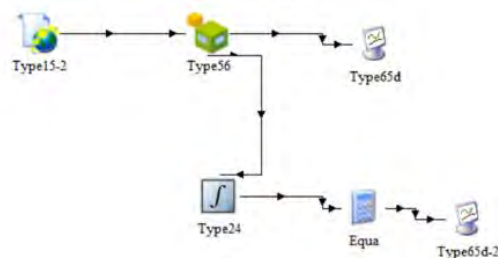


Fig. 24. Modelo virtual en la plataforma de TRNSYS-Solar en la simulación de cargas térmicas.

De acuerdo con las metodologías aplicadas para el cálculo de cargas térmicas, los resultados mostraron un margen de discrepancia entre el modelo virtual y los procedimientos manuales de no más del 7%. Según la investigación de Thakar et al. (2021), donde se reportan diferencias de hasta un 5% en comparación con modelos virtuales, estos resultados pueden considerarse confiables (Tabla 10).

Tabla 10. Determinación de las cargas de refrigeración bajo diferentes metodologías.

Método de cálculo de carga térmica	Demanda de refrigeración (TR)
Equipos de aire acondicionado instalados	27
TRNSYS-ASHRAE	31.72
Metodología: CLTD	29.47
Factor de carga de refrigeración ASHRAE	29.74
Cargas instantáneas de HVAC	29.42

3.1.2. Perfil horario y mensual de la carga de refrigeración

El análisis del perfil horario y mensual de carga térmica para la unidad administrativa de 748 m² en Cerro Prieto I se realizó a partir de la simulación dinámica en TRNSYS-Solar, empleando como insumo el archivo climático TMY2 correspondiente a Mexicali, B.C. El edificio corresponde a un espacio administrativo de uso continuo en horario laboral (05:00–22:00 h), con ocupación promedio de 45 personas, consideradas con vestimenta ligera de oficina (0.7 clo) y nivel metabólico de 1.2 met, acorde a lo sugerido por (Circle, 2013). Las cargas internas incluyeron equipo de oficina y alumbrado con densidad de potencia instalada de 12 W/m², además de las ganancias internas por ocupación. Los resultados mostraron que la demanda máxima de refrigeración ocurrió en la hora 4865.084 (5:00 p.m.), registrando un valor de 111.56 kW (401,616 kJ/h). La Fig. 25 muestra que, durante los meses de invierno, enero y diciembre, la carga de calefacción Q_{heat} alcanza valores máximos cercanos a 94 kW y 16.6 kW, respectivamente, mientras que la demanda de refrigeración Q_{cool} se mantiene relativamente baja, entre 10 y 13 kW, reflejando la necesidad puntual de calefacción para mantener

confort térmico. A partir de marzo, la carga de refrigeración comienza a incrementarse progresivamente, alcanzando su punto máximo en los meses de julio y agosto con valores de hasta 111.56 kW y 95.31 kW, respectivamente, bajo los horarios 22 de julio a las 18:00 y 26 de agosto 18:15 h. Este comportamiento responde a las altas temperaturas exteriores y la mayor radiación solar incidente en la región, lo cual genera cargas internas y externas significativas que requieren operación continua del sistema de enfriamiento. La carga de calefacción disminuye prácticamente a cero en los meses cálidos, destacando que el sistema debe estar dimensionado preferentemente para satisfacer la demanda de refrigeración durante la mayor parte del año.

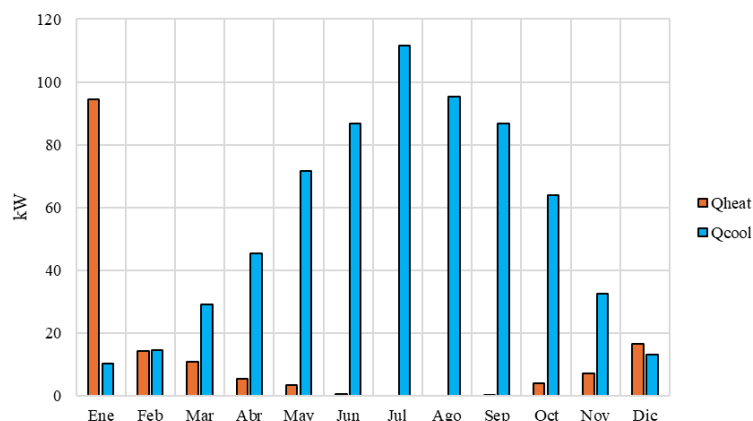


Fig. 25. Cargas de refrigeración anual de la unidad administrativa considerando las horas térmicas más críticas (22 de julio a 18:00h).

3.1.3. Descripción del sistema

La Fig. 26 presenta una vista esquemática del sistema teóricamente diseñado, el cual se basa en el aprovechamiento del calor residual generado por la planta geotermoeléctrica Unidad V de Cerro Prieto. Este aprovechamiento se logra mediante un conjunto de componentes destinados a la recuperación y transferencia de energía térmica útil. Dicho conjunto está conformado por un separador de mediana presión (entrada 1, salidas 2 y 3), un separador de baja presión (entrada 4, salidas 5 y 6), un intercambiador de calor tipo “manifold” (entrada 7, salida 8), un tanque de almacenamiento térmico (entradas 7 y 9, salidas 8 y 10), y tres bombas centrífugas responsables del transporte del fluido a lo largo del sistema.

En los sistemas de refrigeración por absorción de vapor, es indispensable una fuente de calor que induzca la evaporación del amoníaco contenido en la solución absorbente. En el sistema analizado, dicha energía es proporcionada por el fluido geotérmico previamente recuperado, el cual alimenta el ciclo de absorción en el que se emplean agua y amoníaco como absorbente y refrigerante, respectivamente. El sistema de refrigeración está constituido por cuatro componentes principales: generador, condensador, evaporador y absorbedor. Además, se incluye un circuito de agua fría (puntos

18-19-20-21-22 y 27-26), cuya función es extraer el calor residual de los procesos de condensación y absorción que tienen lugar en el rectificador, el condensador y el absorbedor. Los puntos 27 y 28 se derivan del punto 26, mientras que el punto 31 representa la convergencia de los flujos provenientes de los puntos 29 y 30, los cuales corresponden a las líneas de retorno del condensador y del rectificador, respectivamente. En el generador, la energía térmica procedente del recurso geotérmico se transfiere a la solución rica en amoníaco (trayectoria comprendida entre los puntos 4-5 y 8-9), lo que provoca la evaporación parcial del amoníaco. Como consecuencia, la solución se empobrece y es conducida hacia el absorbedor. El vapor de amoníaco generado se dirige al rectificador (punto 12), donde puede ir acompañado por una pequeña cantidad de agua. Esta fracción de agua es condensada mediante el circuito de agua fría (puntos 22-23) y devuelta al generador (punto 13), mientras que el amoníaco purificado continúa su trayecto hacia el condensador (punto 14). En el condensador, el amoníaco se licúa al ceder su energía térmica al flujo de agua fría (puntos 21-24). Posteriormente, el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión (puntos 15-16), lo que reduce su presión hasta adecuarla a las condiciones del evaporador. En este último componente, el amoníaco se evapora nuevamente al absorber el calor proveniente del ambiente del espacio a climatizar (puntos 16-17 hasta 26-27), generando el efecto de refrigeración deseado. El amoníaco en fase vapor ingresa al absorbedor, donde es absorbido por la solución pobre en amoníaco procedente del generador, originando nuevamente una solución rica (punto 17). Esta solución es impulsada mediante una bomba centrífuga (puntos 6-7-8) de regreso al generador, cerrando así el ciclo termodinámico del sistema de refrigeración por absorción.

Finalmente, como medida complementaria de eficiencia energética, el agua fría que sale del evaporador es dirigida hacia un intercambiador de calor enterrado (entradas 33 y 35, salidas 32 y 34). Esta etapa contribuye al control térmico del sistema, mejorando su desempeño global, y se encuentra directamente asociada al edificio que se desea climatizar (entrada 36, salida 37).

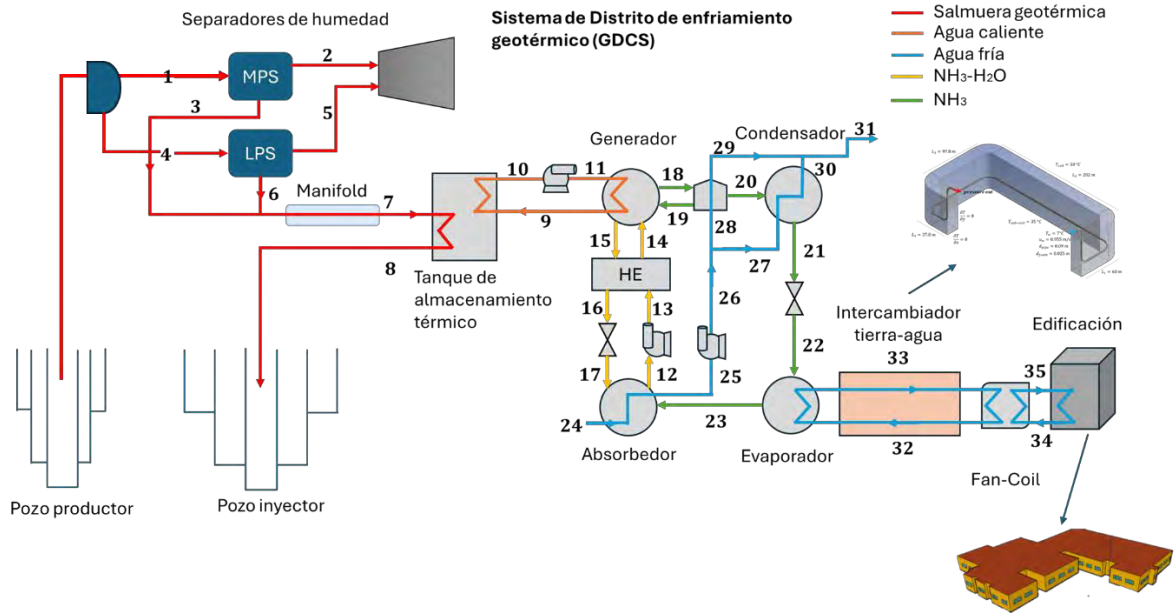


Fig. 26. Diagrama de flujo termodinámico del distrito de enfriamiento geotérmico.

3.1.4. Acoplamiento de la fuente térmica con el sistema por absorción

En este apartado se presenta el diseño del acoplamiento de la fuente térmica con el sistema de generación de agua helada (“chiller” por absorción). La Fig. 27 muestra el detalle del foco térmico, el cual se aprovecha teóricamente para la recuperación de calor, basado en los datos obtenidos de un levantamiento de campo realizado en la Unidad 5 del campo geotérmico Cerro Prieto I.

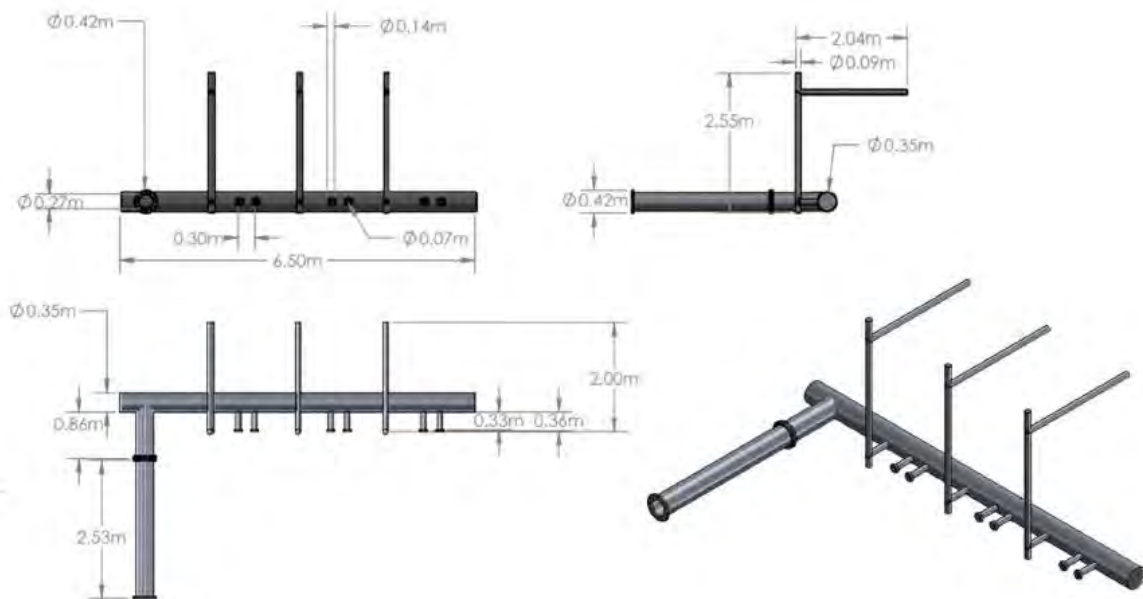


Fig. 27. Toma térmica propuesta del canal de distribución de las purgas de humedad.

Se identificó que la zona destinada para la extracción del fluido geotérmico de baja entalpía (fluido residual) tiene un diámetro de 0.35 m. Este fluido proviene de los separadores de humedad de mediana y baja presión. Con el fin de mejorar la comprensión del proceso de generación de energía eléctrica en la Unidad 5, se revisaron los estudios realizados por (Cadenas, 2010; DiPippo, 2012; Kotaka et al., 2010; Valdéz et al., 2008), los cuales proporcionaron la información necesaria para identificar las características físicas y térmicas requeridas para alimentar nuestro modelo virtual. A partir de los trabajos realizados en las plantas geotérmicas y sus análisis termodinámicos, se estimó el flujo másico saliente de los separadores de humedad (Langella et al., 2017). Según la literatura sobre el campo geotérmico Cerro Prieto I, los separadores utilizados son de mezcla y de humedad de tipo impacto (Tabla 11). El separador de humedad se ubica entre los separadores de mezcla y la turbina, con el objetivo de separar el agua del vapor cuando el contenido de agua es inferior al 10%. Se propone la adquisición de un tanque de almacenamiento térmico con intercambiadores de calor de placas para suministrar agua pura a una temperatura de 90 °C al “chiller” por absorción, lo que mitigaría el problema de corrosión que podría causar el fluido directo en el sistema de generación de agua helada.

Tabla 11. Características termodinámicas de la Unidad 5 de la Central Geotermoeléctrica Cerro Prieto I

Parámetro	Separador de mediana presión (MP)	Separador de baja presión (LP)
Presión de entrada (Pa)	415,000	205,000
Temperatura de entrada (°C)	145	121
Flujo másico de vapor (kg/s)	39.7	37.8

Por otro lado, se hizo un levantamiento de medidas físicas y térmicas de la sección que se aprovechó teóricamente (Fig. 28).



Fig. 28. Zona de estudio y toma térmica propuesta de la Unidad 5.

La Fig. 29 muestra las mediciones térmicas mediante una cámara termográfica con margen de error $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ y físicas mediante flexómetro, identificando ciertas fluctuaciones de los registros de temperatura, sin embargo, se encuentran en los rangos de temperatura media correlacionado a los análisis termodinámicos de la Unidad 5 (Tabla 12). Se consideró para el modelo del sistema de DC geotérmico, una temperatura de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$, flujo monofásico y salmuera con baja concentración de sales.

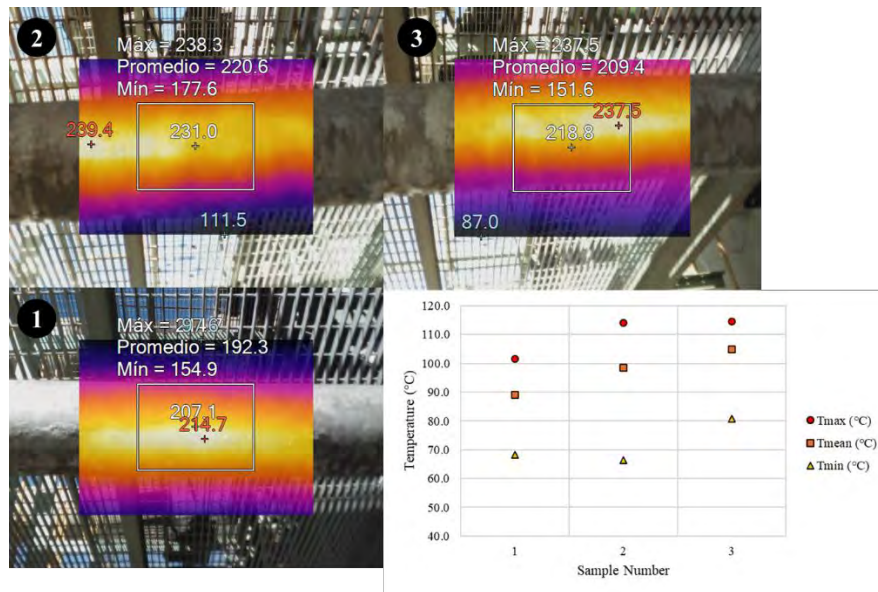


Fig. 29. Mediciones térmicas del calor residual proveniente de los separadores de mediana y baja presión.

Tabla 12. Resultados de las estimaciones del recurso térmico residual

Autor		Turbina				Purgas			
		T (°C)	P (kPa)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	T (°C)	P (kPa)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
Váldez <i>et al.</i> (2008)	MPS	145.1	418.7	39.1	142900.0	-	-	-	-
	LPS	120.6	204.0	37.4	136480.0	121.3	206.9	-	508.7
DiPippo R. (2012)	MPS	145.0	414.8	39.7	-	-	-	-	-
	LPS	121.0	205.0	37.8	-	-	-	-	-

3.1.5. Selección del sistema de refrigeración de agua helada

De acuerdo con la literatura, se siguió un procedimiento metodológico para seleccionar el sistema de refrigeración más adecuado. Uno de los parámetros fundamentales a considerar, según la (ASHRAE, 2013), guía de referencia para el diseño de sistemas de DC, es la carga térmica calculada de la edificación. Además, es crucial evaluar la fuente térmica disponible, tomando en cuenta variables como presión, flujo másico y temperatura. Para garantizar una selección óptima, se recopiló información de proveedores tanto del mercado nacional como internacional, la cual se presenta en las Tablas 13 y 14.

Tabla 13. Características de diferentes “chillers” por absorción comerciales nacionales.

	Compañía	Modelo	Fluido de trabajo	Fluido de trabajo	Carga de refrigeración		Tiger				Pgen (kPa)	Tevap (°C)	Temperatura del agua que ingresa al condensador (°C)	COP	Flujo másico a la salida del evaporador (kg/s)	Flujo másico que ingresa al generador (kg/s)	Temperatura ambiente (°C)
					TR / kW	TR / kW	Max	Min	Max	Min							
	LG	WCMH	líquido	LiBr	73/256	1250/4747	130	85	70	55	-	13	35	3.05	26	3	40
		WCHH	líquido	LiBr	73/257	1250/4748	130	85	85	72	-	15	39	3.32	26	12.3	40
		WCIN	líquido	LiBr	73/258	1250/4749	130	85	70	55	-	13	36	3.74	26	12.4	40
		WCHT	vapor	LiBr	100/351	1500/5275	-	-	-	-	784/992	7	37	1.51	16	0.1/0.2	40
	THERMAX	SS 20A, C	vapor	LiBr	132/464	2020/7135	-	-	-	-	480/144	7	38	0.6	20	0.3/4.3	45
		HD 20A, CX	líquido	LiBr	113/390	1685/5925	-	-	-	-	-	7	38	0.6	30	4.7/71.3	45
	SHUANGLIANG ECO-ENERGY	S1	vapor	LiBr	59/350	3306/11630	160	-	-	-	150/30	7	38	0.6	25	3.5/45	40
		TH1	líquido	LiBr	66/233	3306/11630	160	-	-	-	-	5	38	0.5	25	3.5/45	40
	Carrier	TH2	líquido	LiBr	73/257	1350/4748	90	-	-	-	-	7	33	0.7	-	-	40
		TH3	vapor	LiBr	59/350	710/2500	-	-	-	-	100/90	5	33	0.8	-	-	40
	Colibri	M50	líquido	NH3	142/500	284/1000	91	82	-	-	-	5	35	0.5	-	-	40
	World Energy	2AA340	líquido	LiBr	75/273	1300/4571	70	60	-	-	-	8	36	0.41	57.4	60	40
	SEP-PRO SYSTEM	-	líquido	NH3	10.5/36.5	1000/351	170	107	-	-	-	5	36	0.5	-	-	40
	York	IF2	líquido/vapor	NH3	100/351	1500/5275	170	130	-	-	100	2	38	0.6	-	-	40

Tabla 14. Características de diferentes “chillers” por absorción comerciales internacionales

Compañía	País	Modelo	Tipo de chiller	Fluido de trabajo	Capacidad de refrigeración TR	m (kg/s)	P (kPa)	Tin (°C)	Teva (°C)	Tcon (°C)	COP	Costo (mxn \$)
ALK Central Air Conditioning	China	AC-280	Absorción por agua caliente	LiBr-H2O	280 / 50	3.5	784	65-120	5	38	1.5	560,118.55
BINGSHAN Shandong Lucy	Taiwan	BS-180	Absorción por vapor	LiBr-H2O	633 / 180	0.0833	150	95	7	38	0.8	560,118.55
New Energy Technology C.O.	China	XZ-115	Absorción por vapor	LiBr-H2O	175 / 50	0.1	100	100	12	37	0.7	373,412.37
BROAD	USA	BDSY-20	Absorción por vapor	LiBr-H2O	232 / 66	0.12	120	100	5	38	0.7	280,059.28

Con base en la fuente térmica disponible y los requerimientos de carga de refrigeración para la climatización de la edificación, se seleccionó un “chiller” de absorción de la marca THERMAX, accionado por vapor. Este equipo garantiza un funcionamiento seguro incluso bajo condiciones de temperatura ambiente superiores a 40 °C, un aspecto fundamental dada la climatología extrema de Mexicali.

3.1.6. Selección del tanque de almacenamiento térmico

Se presentó el diseño del tanque de almacenamiento de acuerdo con las cargas térmicas de la zona, concluyendo que, para el caso particular es necesario adquirir un tanque de almacenamiento térmico de 100 m³ (Fig. 30). Para conocer cuanta energía almacena el tanque térmico se usa la siguiente ecuación:

$$E_{TA} = m_{water} * cp_{water} * \Delta T_{exchanger} \quad (115)$$

Se calculó el volumen a partir de la Ec. 100 con relación a la demanda de enfriamiento requerida considerando un calor Cp_{agua} de 4.19 kJ/kg °C y un $\Delta T_{interambidaor}$ de 15 °C.



Fig. 30. Tanque de almacenamiento comercial de 100 m³ de acuerdo con la demanda de refrigeración.

3.1.7. Diseño de la red fría

En esta sección se aborda un aspecto crucial en términos de eficiencia energética, ya que la red fría representa la parte más costosa de los DCS. En la Tabla 15 se muestra la conductividad térmica de acuerdo con el grado de saturación de tres tipos de rocas comunes. De acuerdo con el ASHRAE

(2013), cuando existe ausencia de datos del suelo donde se situará el sistema de red fría, se recomienda el uso del valor de conductividad térmica de $2.16 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Para los estudios dinámicos-térmicos del sistema de red fría se usó la conductividad obtenida por mediciones en campo de $2.5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. En relación con los estudios de geología y geofísica del suelo del campo geotérmico.

Tabla 15. Valores de conductividad térmica del suelo acorde con el nivel de agua saturada (ASHRAE, 2013).

Contenido de humedad en la roca (por masa)	Conductividad térmica (W/m K)		
	Arena	Limo	Arcilla
Bajo, $\leq 4\%$	0.29	0.14	0.14
Medio, $4\%-20\%$	1.87	1.30	1.00
Alto, $\geq 20\%$	2.16	2.16	2.16

García et al. (2012) estudiaron el comportamiento térmico del suelo en un depósito de basura cercano al campo geotérmico, evaluando las condiciones del terreno con y sin residuos. Para el caso sin basura, registraron en abril (primavera) una temperatura promedio máxima de 22.8°C en el periodo matutino y de 40.3°C en el periodo vespertino. Los valores promedios máximos alcanzaron 28.5°C en la mañana y 44.5°C por la tarde. Asimismo, la radiación neta reportada fue de 153.93 W/m^2 en la mañana y 374.49 W/m^2 en la tarde. A través del estudio efectuado en el campo geotérmico Cerro Prieto sobre magnetometría se identificó un intervalo del gradiente térmico entre $\partial T/\partial Z = 33^\circ\text{C/km}$ y $\partial T/\partial Z = 38^\circ\text{C/km}$ (Fig. 31) (Espinosa-Cardena and Campos-Enriquez, 2008; Prol-Ledesma and Morán-Zenteno, 2019), calculando a una profundidad de 3 m y considerando una temperatura promedio ambiente de 31°C para temporada de verano, la temperatura a esa profundidad se encuentra entre 31.11°C y 31.13°C . Para predecir la temperatura del subsuelo, puede utilizarse la ecuación basada en la temperatura media anual (Al-Sundany et al., 2013; Bisoniya, 2015; García, 2017; Sharma et al., 2010).

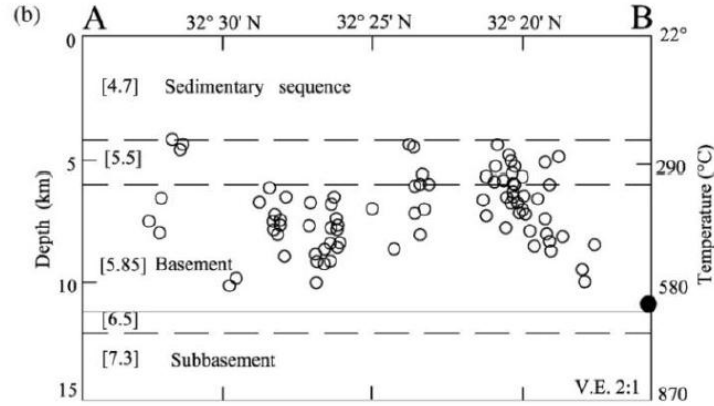


Fig. 31. Gradientes térmicos del campo geotérmico Cerro Prieto (*Espinosa-Cardena & Campos-Enriquez, 2008*).

En la Fig. 32, la temperatura más alta se tiene en la temporada de octubre debido a que mantiene una amplitud relativa entre la temperatura del suelo correlacionada con la temperatura promedio anual.

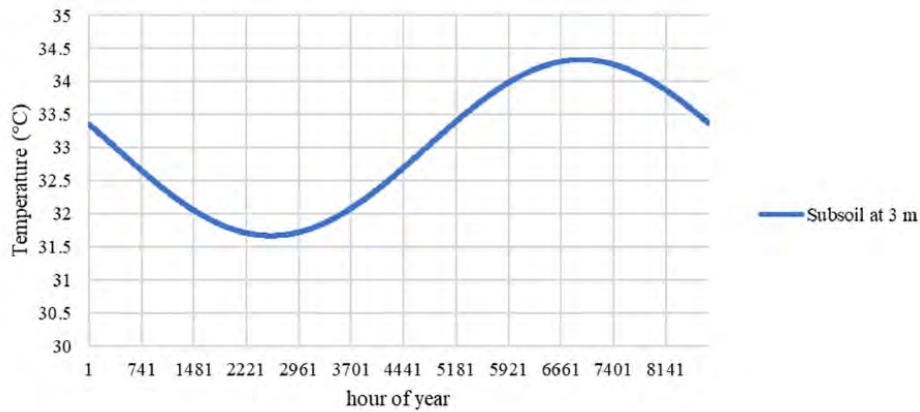


Fig. 32. Comportamiento del subsuelo a 3 m usando TMY2 de Mexicali a través de TRNSYS-Solar.

De acuerdo con otros estudios, como el de García et al. (2012), en los que se realizó un análisis térmico sobre las condiciones de almacenamiento de energía en un basurero cercano a la Central Geotermoeléctrica de Cerro Prieto I, se determinó que la temperatura del suelo bajo condiciones de primavera alcanzó 44.5 °C durante el turno vespertino, con una radiación neta promedio de 374.49 W/m². Además, para definir el diámetro de la tubería propuesta, se tomaron en cuenta los estudios de Jannatabadi et al. (2020) y Thakar et al. (2021), en los cuales se establece que el diámetro del ducto de salida del “chiller” por absorción debe contrastarse con la longitud del trayecto que recorrerá el fluido hasta la unidad de aire frío. Como se observa en la Fig. 33, la cafetería es la zona que más se aproxima a la capacidad de refrigeración requerida por la unidad administrativa. Por esta razón, se utilizó una tubería con un diámetro interior de 0.07 m y un diámetro exterior de 0.08 m, fabricada en acero inoxidable.

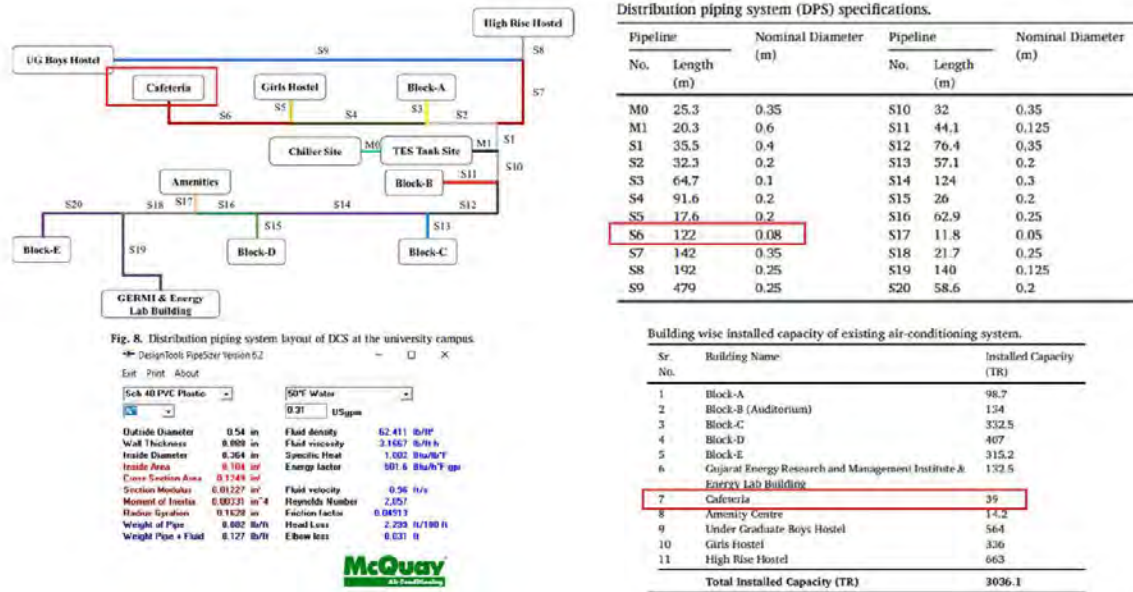


Fig. 33. Diseño de red fría efectuado para las instalaciones de la Universidad de Petróleo de India (Thakar et al., 2021).

3.2. Verificación y validación de resultados

Esta sección se organiza en dos apartados principales. El primero presenta la validación en estado estacionario mediante ANSYS-Fluent y EES. El segundo aborda el análisis en régimen dinámico transitorio utilizando TRNSYS-Solar.

3.2.1. Verificación CFD

Esta sección presenta la validación de la simulación del flujo de fluidos dentro de un edificio utilizando ANSYS-Fluent. Las simulaciones se llevaron a cabo empleando el modelo de turbulencia k-ε estándar. Los resultados se comparan con los reportados por Nielsen (1990), indicando una desviación estándar del 10.12% en la Figura 34(b) y del 8.96% en la Figura 34(c). Además, Jiménez-Xamán et al. (2020) reportaron desviaciones máximas de aproximadamente 16.1% entre los resultados numéricos y experimentales, mientras que las desviaciones observadas en el presente estudio se mantienen por debajo de este umbral.

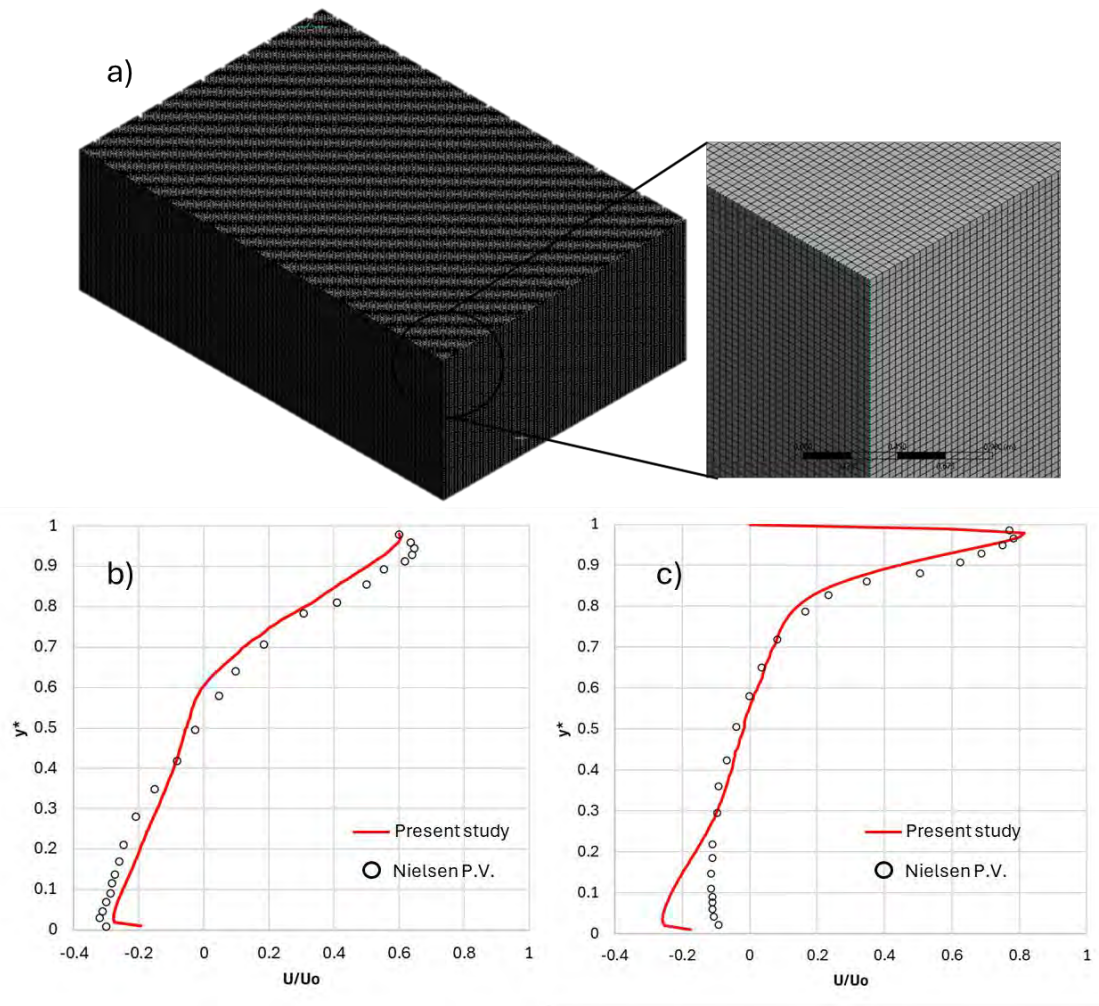


Fig. 34. Comparación de los resultados de la velocidad horizontal entre el presente estudio y los reportados por Nielsen (1990) en diferentes ubicaciones: (a) la malla, (b) velocidad horizontal en $x = 1.0^*$, y (c) velocidad horizontal en $x = 2.0^*$.

3.2.2. Validación del estudio estacionario

En este apartado se presenta, en primer lugar, la verificación del flujo de fluido mediante simulaciones CFD a través de ANSYS-Fluent. Posteriormente, se expone el desarrollo del código numérico utilizado para el análisis integral del sistema. De acuerdo con lo reportado por Ozcan et al. (2019) y Lech (2009), la evaluación del sistema se centró en parámetros clave como el COP, así como en las eficiencias energética y exergética, seleccionados con base en los antecedentes encontrados en la literatura. El código se estructuró de manera modular, abarcando las siguientes partes del sistema: a) fuente térmica, b) sistema de generación de agua helada (“chiller” por absorción), c) intercambiador tierra-agua, y d) intercambiador-edificio.

3.2.2.1. Código EES

La validación del código desarrollado en EES se organizó en dos apartados principales. El primero corresponde a la fuente térmica, donde se evaluó el aprovechamiento del calor residual del proceso

geotermoeléctrico como insumo energético del sistema. El segundo aborda el ciclo de refrigeración por absorción, en el cual se verificaron los balances de energía y exergía de los componentes principales, así como la consistencia de parámetros globales de desempeño. Esta estructura permite comprobar de manera sistemática la confiabilidad del modelo numérico antes de su integración en el análisis general.

3.2.2.1.1 Fuente térmica

Se seleccionó el reporte técnico de Valdéz et al. (2008), quienes realizaron un estudio termodinámico de la Unidad 5 de Cerro Prieto I. Se desarrolló un código en la plataforma EES y se verificó su precisión comparándolo con los resultados obtenidos por los autores mencionados (ver Fig. 35)

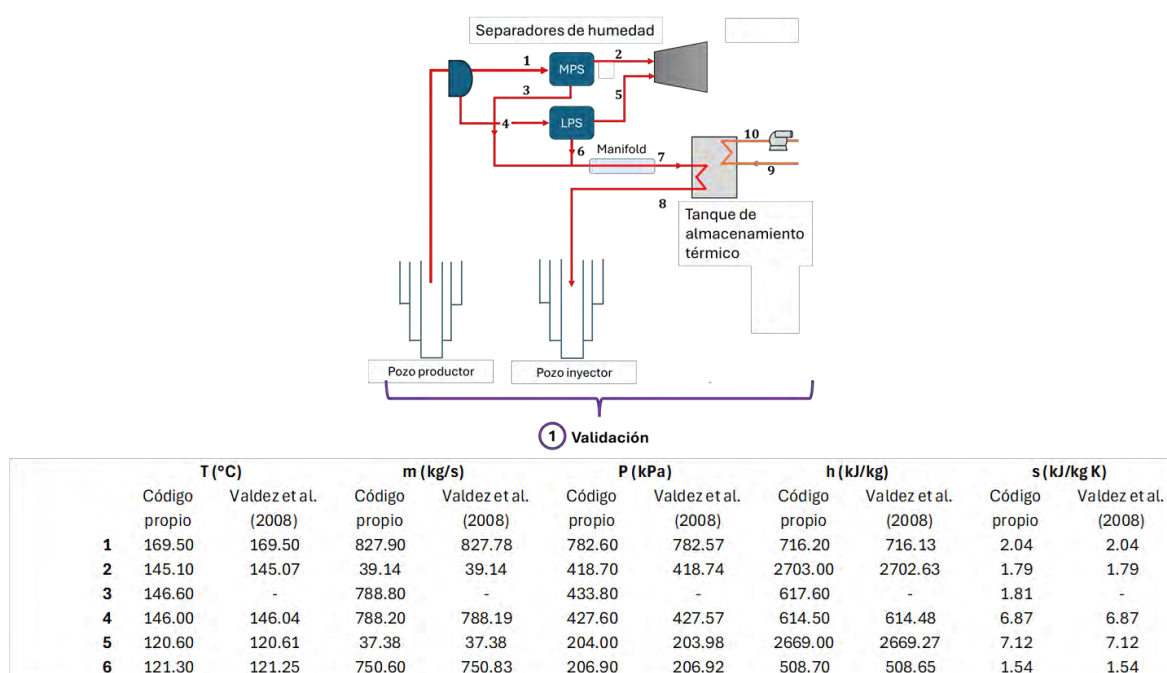


Fig. 35. Resultados de la simulación de la fuente térmica a través de EES.

Se llevó a cabo la validación de la caracterización de la fuente térmica considerando los resultados obtenidos con el código EES y los reportados por Valdéz et al. (2008) cuyo aprovechamiento está previsto para accionar el sistema de refrigeración por absorción. Los indicadores MAE y RMSE presentan valores bajos en todas las variables, lo que refleja un error absoluto y cuadrático mínimo en las estimaciones. El error relativo medio (MRE%) se mantiene en niveles aceptables, destacando un mayor porcentaje en la entalpía (15.19%), mientras que el resto de las variables se mantienen por debajo del 4%. Finalmente, el coeficiente de concordancia de Willmott (d) presenta valores cercanos a la unidad (≥ 0.999), lo que confirma una fuerte correspondencia entre los resultados simulados y los

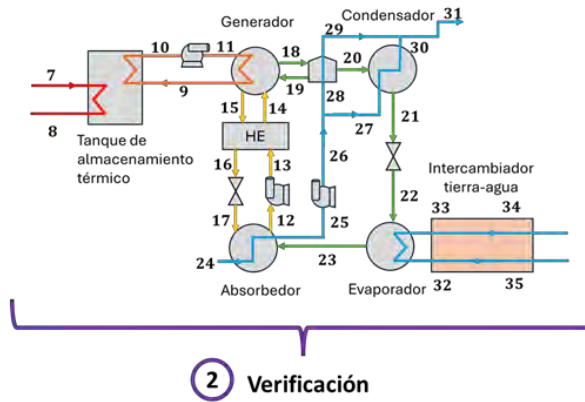
datos de referencia. Estos hallazgos evidencian que el modelo reproduce de forma precisa el comportamiento del ciclo (Tabla 16).

Tabla 16. Comparación de datos experimentales y numéricos del ciclo del calor residual.

Variable	MAE	RMSE	MRE %	Willmott d
T (°C)	0.255	0.5423	1.88	0.9999
m (kg/s)	0.00025	0.00049	3.38	1
P (kPa)	0.2863	0.8986	0.047	0.9999
h (kJ/kg)	2.8497	4.2257	15.19	0.9999
s (kJ/kgK)	0.0285	0.0895	2.17	0.999

3.2.2.1.2. Ciclo de refrigeración por absorción

En esta sección considerada del GDCS corresponde al ciclo de refrigeración por absorción (Fig. 36). Se presentan los resultados obtenidos con el código desarrollado, comparados con los reportados por Lech (2009). Los indicadores de validación del ciclo de refrigeración por absorción evidencian una alta precisión en la simulación (Tabla 17). Los valores de MAE y RMSE son prácticamente nulos en todas las variables, destacando especialmente la entropía (s), donde los errores reportados son inexistentes. El error relativo medio (MRE%) se mantiene por debajo del 0.02%, reflejando una mínima desviación respecto a los datos de referencia. Asimismo, el coeficiente de concordancia de Willmott (d) alcanza valores iguales o muy próximos a la unidad (≥ 0.9999), lo cual confirma la buena correspondencia entre los resultados calculados y los datos base. En conjunto, estos indicadores demuestran la robustez y exactitud del modelo del ciclo de absorción.



	T (°C)		m (kg/s)		P (kPa)		h (kJ/kg)		s (kJ/kgK)	
	Código propio	Ozcan et al. (2021)	Código propio	Ozcan et al. (2021)	Código propio	Ozcan et al. (2021)	Código propio	Ozcan et al. (2021)	Código propio	Ozcan et al. (2021)
7	100	100	0.093	0.093	800	800	419.6	419.7	1.306	1.307
8	65	65	0.093	0.093	800	800	272.7	272.8	0.8931	0.893
9	95	95	0.093	0.093	804.53	800	399	398.6	1.25	1.25
10	95	95	0.093	0.093	1167	1167	400.2	399	1.256	1.25
11	60	60	0.093	0.093	1167	1167	252.1	252.1	0.8306	0.831
12	30	30	0.031	0.031	462.7	462.3	-101.7	-101.8	0.2914	0.291
13	30.08	30.1	0.031	0.031	1167	1167	-100.7	-100.9	0.2927	0.291
14	62.03	62.1	0.031	0.031	1167	1167	45.16	46.3	0.7491	0.753
15	84.58	85	0.024	0.024	1167	1167	146.2	150.9	1.05	1.059
16	41.2	41.1	0.024	0.024	1167	1167	-42.26	-45.3	0.4705	0.474
17	42.76	41.2	0.024	0.024	462.7	462.3	-42.26	-45.3	0.4812	0.477
18	80.03	80	0.007263	0.008	1167	1167	1451.71	1450	4.766	4.762
19	80.03	80	0.0002634	0.0002	1167	1167	302.5	302.5	1.498	1.116
20	41.81	40	0.007	0.008	1167	1167	1327	1321	4.394	4.375
21	30	30	0.007	0.008	1167	1167	716.3	719.1	2.389	2.399
22	2.003	2	0.007	0.008	462.7	462.3	716.3	719.1	2.876	2.614
23	2	2	0.007	0.008	462.7	462.3	1289	1288	4.956	4.929
24	25	25	1.468	1.468	462.7	462.3	105.2	105.3	0.3668	0.367
25	27.13	27	1.468	1.468	462.7	462.3	105.7	113.6	0.3966	0.395
26	27.13	27	1.468	1.468	1167	1167	106.5	114.4	0.3964	0.395
27	27.13	27	0.757	0.757	1167	1167	106.5	114.4	0.3964	0.395
28	27.13	27	0.711	0.712	1167	1167	106.5	114.4	0.3964	0.395
29	28.51	27.4	0.711	0.712	1167	1167	119.4	116.1	0.4155	0.401
30	28.6	28.5	0.757	0.757	1167	1167	109.7	120.6	0.4168	0.416
31	28.79	28	1.468	1.468	1167	1167	117.1	118.4	0.4194	0.409
32	3	3	0.355	0.355	462.7	462.3	13.08	13.1	0.04593	0.046
33	0.3223	0	0.355	0.355	462.7	462.3	1.792	0.4	0.004861	0

Fig. 36. Contraste de resultados obtenidos por código propio vs resultados de (B. Ozcan et al., 2019).

Para el desarrollo del código, se aplicaron los principios de balance de masa, energía y exergía. En el caso de la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, se implementó la ecuación para la distribución de temperaturas en un intercambiador de doble tubo con flujo en contracorriente:

$$DTML_{CF} = \frac{\Delta T_h - \Delta T_c}{\ln\left(\frac{\Delta T_h}{\Delta T_c}\right)} \quad (116)$$

Cabe destacar que el uso de EES se debe a que su librería incluye tablas de refrigerantes y tablas de vapor, lo que lo convierte en una herramienta práctica para este tipo de estudios.

Tabla 17. Contraste de la verificación del ciclo de refrigeración por absorción.

Variable	MAE	RMSE	MRE%	Willmott d
T (°C)	0.026	0.0319	0.0195	0.999999
m (kg/s)	0.072	0.1161	0.0093	1
P (kPa)	0.028	0.029	0.008	1
h (kJ/kg)	0.156	0.2086	0.0093	1
s (kJ/kgK)	0	0	0	1

3.2.3. Validación del estudio transitorio en TRNSYS

En esta sección se toma como referencia el trabajo de Chen et al. (2017) quienes desarrollaron y validaron experimentalmente un sistema de climatización solar con un enfriador de absorción de efecto simple enfriado por aire con una capacidad de 6 kW (1.7 TR) alimentado por energía solar (Fig. 37), modelado en TRNSYS mediante el componente Type 107. Su configuración integra colectores solares, tanque de almacenamiento, bombas de circulación y el acoplamiento con un edificio de referencia, lo que permitió evaluar el desempeño dinámico del sistema bajo condiciones reales de operación.

Las condiciones de operación y los Types empleados en la validación se presentan en la Tabla 18 y en la Fig. 37. Con base en ello, se replicó el estudio en TRNSYS con el propósito de analizar y validar tanto el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción como el comportamiento de los sistemas de almacenamiento térmico.

Tabla 18. Condiciones de operación del sistema solar de enfriamiento (Chen et al., 2017).

	Sistema solar	Tanque de almacenamiento térmico	Sistema de refrigeración por absorción	Edificación
T (°C)	90	-	15	27
Qcooling (kW)	-	-	6	-
COP	-	-	0.6	-
Fracción solar	0.6	-	-	-
Volumen (lt)	-	500	-	-
Área (m ²)	40	-	-	90
Ángulo solar (°)	-	30	-	-
Flujo másico (m ³ /h)	1.6	1	-	-
Sitio o lugar	Shanghai, China			

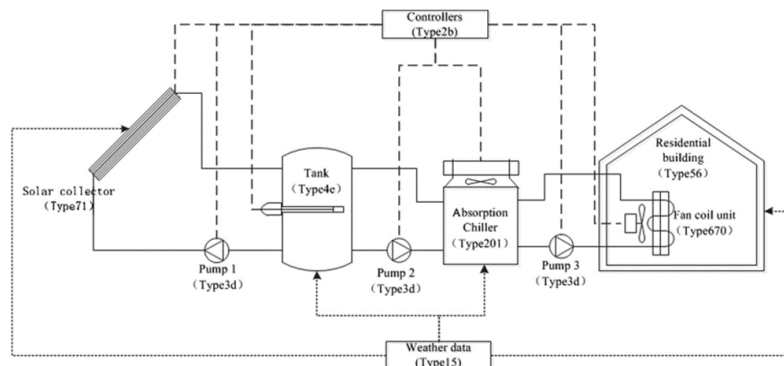
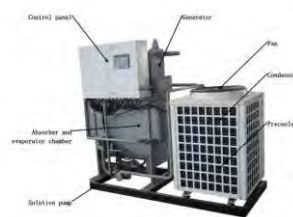


Fig. 37. Modelo del sistema solar de refrigeración de Chen et al. (2017).

La Fig. 38 muestra la configuración desarrollada en TRNSYS para la validación del sistema de refrigeración por absorción en régimen transitorio. El esquema integra los distintos componentes del sistema a través de types (ver Capítulo 2), añadiendo el Type 71, que corresponde al colector solar encargado de transformar la radiación incidente en energía térmica útil; el Type 114, que se refiere a las bombas de impulsión que aseguran el flujo adecuado del fluido en cada circuito; y el Type 137, un intercambiador que conecta la producción de frío del ciclo con la demanda del edificio. Gracias a esto, es posible apreciar cómo se interconectan los elementos principales: la fuente térmica (colector solar y almacenamiento), el ciclo de absorción y el edificio como usuario final de la refrigeración. Esta estructura asegura la validez del modelo al replicar de manera fiel la metodología de Chen et al. (2017), aunque en este trabajo se busca adaptar el enfoque hacia el aprovechamiento de la energía solar.

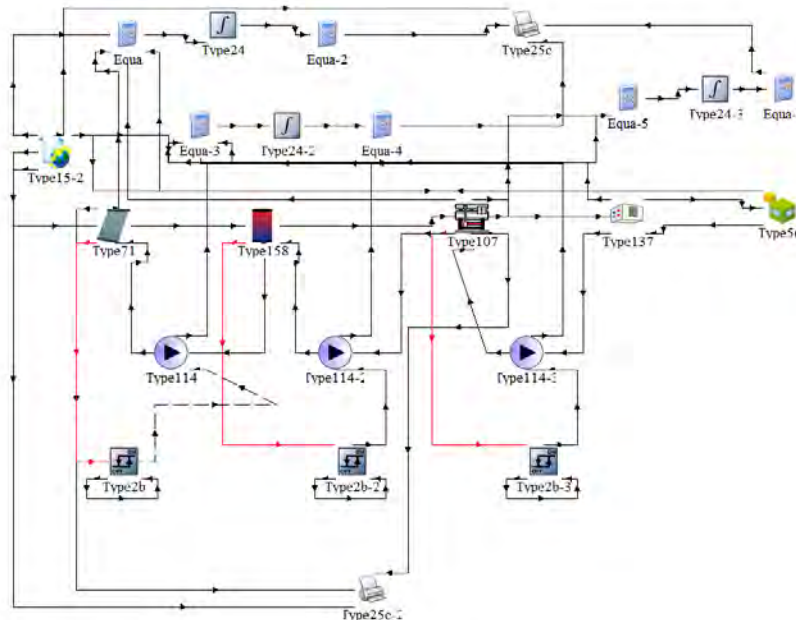


Fig. 38. Configuración propia en TRNSYS para la validación del estudio de Chen et al. (2017).

muestra la comparación de los resultados de la simulación respecto a la capacidad de refrigeración del sistema considerando un “chiller” por absorción (Fig. 39). El error cuadrático medio obtenido fue del orden de 6.52%, lo que permitió validar la configuración del ciclo de refrigeración mediante TRNSYS. Aunque el presente trabajo utiliza como fuente de calor el recurso geotérmico en lugar de la energía solar, la metodología de modelado y el acoplamiento de los subsistemas son análogos, razón por la cual se tomó como referencia. Esta adaptación permite validar la capacidad del modelo

en TRNSYS para representar tanto el ciclo de refrigeración por absorción como los sistemas de almacenamiento térmico, incluso en ausencia de estudios previos centrados en la climatización con fuentes geotérmicas.

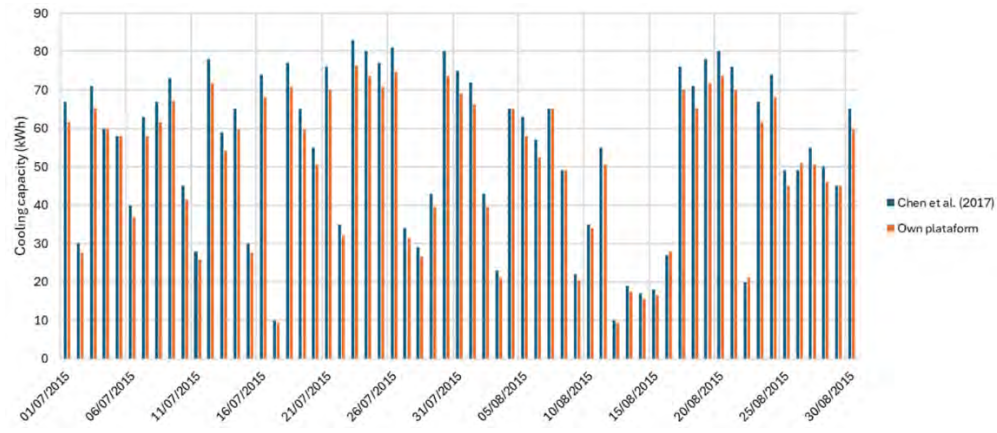


Fig. 39. Resultados del estudio dinámico contrastados con los resultados reportados por Chen et al. (2017).

Capítulo 4: Estudios Paramétricos

En este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos de las simulaciones del GDCS en estado estacionario, así como el estudio transitorio de la demanda térmica. Se incluyen estudios paramétricos que evalúan la influencia de las principales variables de diseño, proporcionando un análisis detallado del desempeño del sistema bajo diferentes condiciones operativas. Además de incluir la factibilidad tecno-económica a través de la metodología 4E.

4.1 Presentación de los Resultados

En este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos de la caracterización y simulación del sistema de geoclimatización mediante diferentes herramientas y metodologías. La simulación de la red fría se llevó a cabo en ANSYS-Fluent, considerando la distribución de flujo y las pérdidas hidráulicas en los distintos circuitos, lo que permitió evaluar el comportamiento térmico y la eficiencia hidráulica de la red. Paralelamente, el sistema de GDCS fue analizado en estado permanente mediante un código de balance energético y en TRNSYS, validando el ciclo de refrigeración por absorción y el acoplamiento de los subsistemas de almacenamiento térmico. Finalmente, se realizó un análisis integral 4E (energético, exergético, económico y ambiental) que permitió identificar el desempeño global del sistema, así como las áreas con mayor potencial de mejora.

4.1.1 Simulación de la red fría mediante Ansys-Fluent

De acuerdo con la literatura, uno de los grandes retos de los DCS es el fenómeno del síndrome de ΔT (Jangsten et al., 2022; Jangsten, Filipsson, et al., 2020; Jangsten, Lindholm, et al., 2020; Tawalbeh et al., 2020). Por ello, se propuso realizar un análisis mediante CFD para identificar el material más adecuado para el sitio de estudio, considerando que se trata de un sistema geotérmico con temperaturas elevadas a poca profundidad debido a emanaciones hidrotermales, así como condiciones extremas de un clima cálido-seco. La red fría se simuló en ANSYS-Fluent para seleccionar el mejor material y recubrimiento, evaluando variables como temperatura, presión, velocidad y longitud de las tuberías. Con base en los resultados obtenidos, se desarrolló una correlación considerando estas variables y las particularidades del sitio de estudio.

4.1.1.1. Simulación de la red fría

Esta sección presenta los resultados de las simulaciones realizadas en ANSYS-Fluent, considerando las condiciones de frontera descritas en el Capítulo 3. En la Tabla 18 se muestran las propiedades térmicas y físicas del material de la tubería simulada, sus dimensiones, así como las propiedades del subsuelo y del fluido que circula por la red fría.

Tabla 19. Propiedades termofísicas de los materiales usados en las simulaciones.

Material	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg K)	k (W/m K)	r_o (m)	r_i (m)
Acero	8030	502.48	16.27	0.045	0.035
Cobre	8978	381	387.6	0.045	0.035
PVC	1480	1000	0.16	0.045	0.035
Uretano	961	1.57	0.03	0.0575	0.045
Suelo	1700	800	2.5	-	-
Agua	998.2	4182	0.6	-	-

4.1.1.2. Pérdidas hidráulicas

Para estimar las pérdidas hidráulicas, la selección del diámetro de tubería de suministro y retorno se consideró a través del catálogo de TENARIS-TAMSA y tomando en cuenta el diámetro mínimo correspondiente al máximo flujo de acuerdo con el perfil de carga de enfriamiento por día. Mediante el software McQuay PipeSizer se verificó la selección del diámetro por catálogo. El factor de fricción se estimó usando la correlación empírica de Colebrook y White de acuerdo con las referencias de instalación de DC. Donde k_L es el coeficiente por pérdidas menores de cabeza. El valor se obtiene de acuerdo con las características de la tubería que se encuentra usando.

Tabla 20. Resultados de pérdidas hidráulicas para los diferentes materiales de tubería de la red fría

Variable	Acero	Cobre	PVC
f	0.0208058	0.0207719	0.0207719
e (m)	0.0000020	0.0000015	0.0000015
D (m)	0.0700	0.0700	0.0700
Re	47664.1	47664.1	47664.1
v (m/s)	0.9550	0.9550	0.9550
ρ (kg/m ³)	998.20	998.20	998.20
μ (Pa s)	0.0014	0.0014	0.0014
hL	5.5405	5.5315	5.5315
kL	0.3000	0.3000	0.3000
ΔP (Pa)	54254.41	54166.25	54166.25
Paguahelada (Pa)	1000000	1000000	1000000
Porcentaje de pérdidas hidraulicas (%)	5.4254	5.4166	5.4166

En la Tabla 19 se observa que el porcentaje de pérdidas por presión en los tres tipos de tubería se encuentra en el rango de 5.41-5.42% con respecto a la presión inicial del fluido suministrado. Según la literatura, la regla de buena práctica establece que un sistema correctamente diseñado debe presentar una caída de presión inferior al 10% de la presión inicial. Dado que los resultados obtenidos están dentro de este margen, no sería necesario el uso de una bomba para la circulación del agua.

4.1.1.3. Resultados CFD y correlación

Se realizó un estudio paramétrico variando la temperatura del subsuelo y de la superficie del suelo para analizar el comportamiento térmico de tres materiales de tubería enterrada (acero, cobre y PVC). Este estudio generó un total de 60 simulaciones, de las cuales se obtuvieron campos térmicos representativos, como se muestra en la Fig. 40. Aunque la tubería se encuentra a una profundidad de 3 m, medida desde el centro de la tubería hasta la superficie del suelo, se observa un impacto significativo del calor con una temperatura de superficie de 31 °C y temperatura del subsuelo de 30

°C. Se identifica la expansión térmica del agua fría hacia el medio geológico, con variaciones térmicas mayores en el radio vertical de la tubería y un comportamiento más homogéneo en la sección horizontal.

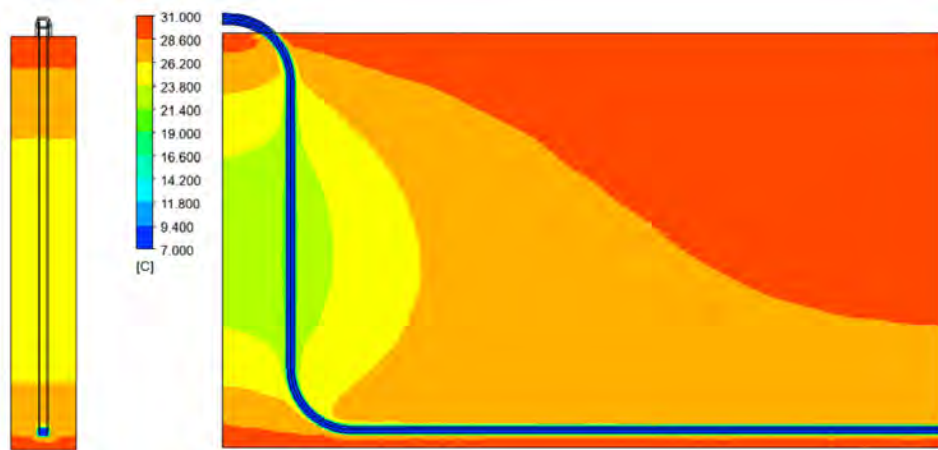


Fig. 40. Campo de temperaturas en los planos verticales perpendicular y paralela a la tubería.

El objetivo fue obtener una correlación en función de ciertas propiedades termofísicas de la red de tuberías y seleccionar el material más adecuado para evitar el fenómeno del síndrome de ΔT . Los resultados, representados en la Fig. 41, se obtuvieron a partir de 60 datos. Se identificó que la tubería de PVC presenta la mayor resistencia térmica en la transferencia de calor desde la superficie del suelo hacia el fluido en su interior. En contraste, la tubería de cobre no resulta adecuada para mantener una diferencia de temperatura mínima entre la entrada y la salida del sistema de la red fría.

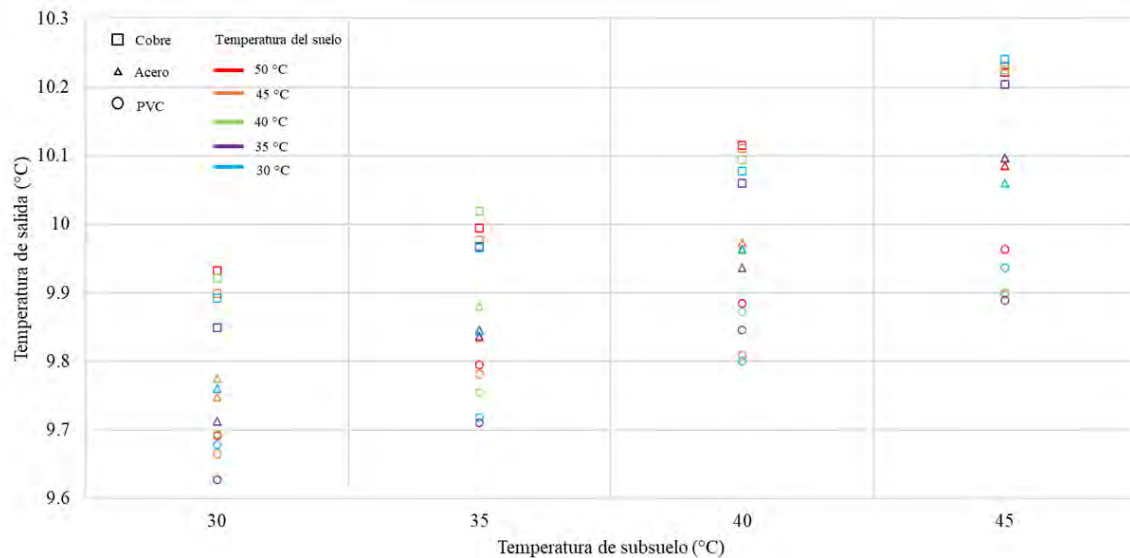


Fig. 41. Comportamiento térmico del fluido en la red fría bajo diferentes condiciones de frontera

Como la red fría es un intercambiador de calor de tierra-agua se usó el coeficiente global de transferencia de calor que surge directamente de la representación que se hace de los fenómenos de convección mediante la ley de enfriamiento de Newton expresada de la siguiente forma:

$$Q = \bar{h}A(T_1 - T_2) \quad (117)$$

Para la transmisión de calor entre la pared a la temperatura T_0 y un fluido a T_f . Se trata de englobar en un coeficiente, U , la transferencia de calor entre dos fluidos a temperaturas T_1 y T_2 respectivamente, separados por una pared sólida (Incropera y DeWitt, 1999). Se tiene así:

$$Q = UA(T_1 - T_2) \quad (118)$$

De este modo, el coeficiente global de transferencia de calor U incluye la convección de calor entre cada fluido y la pared que los separa, y la conducción de calor a través de esta.

Tratándose de un sistema compuesto, se puede asociar el coeficiente global de transferencia de calor con el conveniente concepto de resistencia térmica equivalente del sistema:

$$U = \frac{1}{AR} \quad (119)$$

Como se describe en el trabajo de (Thakar et al., 2021) se puede estimar la transferencia de calor a través de las resistencias como se planteó en el párrafo anterior y usando las ecuaciones del capítulo 2, en la sección 2.4. Por lo anterior se calculó U considerando el estudio paramétrico sobre el comportamiento de la red fría en suelo geotérmico a temperatura variables del suelo entre 30 a 50 °C y del subsuelo de 30 a 45 °C (Fig. 42). Se usó un área promedio del intercambiador de 1215.41 m^2 con una longitud de 400 m lineales y enterrando la tubería a una profundidad de 3 m .

Se aplicó la regresión lineal múltiple para obtener una correlación que calcula el coeficiente global de transferencia de calor, obteniendo un R^2 ajustado de 0.93, por lo que se considera confiable la ecuación resultante.

$$U_{\text{red}} = 7.62 \times 10^{-3} + 8.17 \times 10^{-5} \cdot T_{\text{soil}} - 2.01 \times 10^{-6} \cdot T_{\text{sub-soil}} - 8.19 \times 10^{-4} \cdot T_{\text{out-red}} - 3.36 \times 10^{-7} \cdot C_p - 1.43 \times 10^{-7} \cdot k_p \quad (120)$$

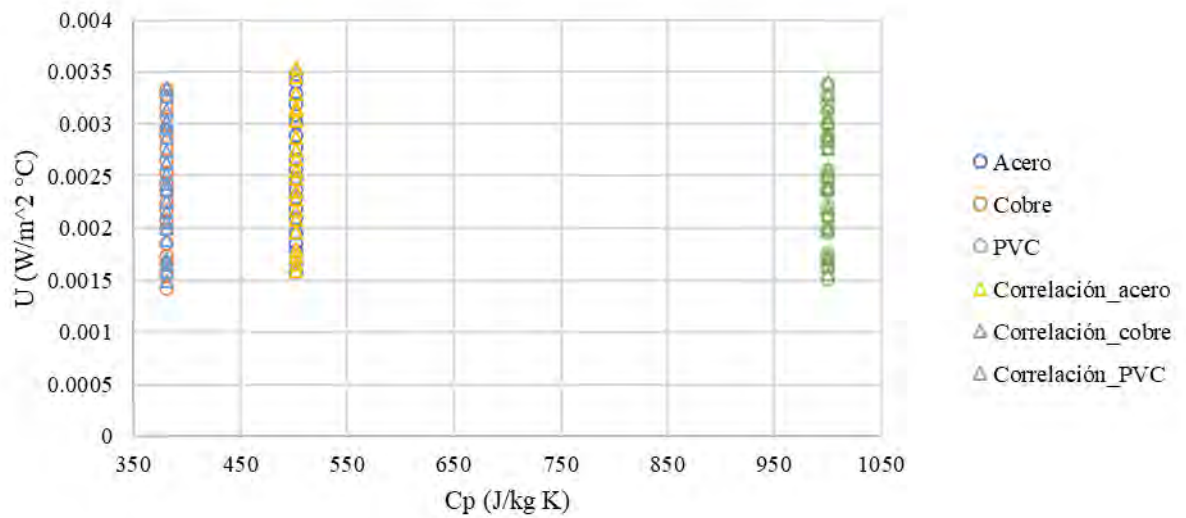


Fig. 42. Comportamiento de la red fría con relación al calor específico y el coeficiente global de transferencia de calor.

4.1.2. Análisis de GDCS en estado permanente mediante EES

Como resultado del estudio realizado mediante CFD del intercambiador tierra-agua (Fig. 36, sección 4.1.1.3), se obtuvo una correlación para el coeficiente global de transferencia de calor (Ec. 104) en función de algunas propiedades de los materiales y bajo algunas condiciones de temperatura en el suelo y subsuelo. A través de la combinación del método MLTD y la ley de enfriamiento de Newton, se acopló la Ec. (104) en el código numérico aplicando las siguientes consideraciones: la temperatura del suelo entre 50 y 30 °C, la temperatura del subsuelo entre 45 y 30 °C con un tipo de roca ígnea y sedimentaria (ASHRAE, 2013), y los materiales de tubería utilizados fueron cobre, acero, PVC y uretano. En consecuencia, para los estudios posteriores se consideró el uso de PVC con recubrimiento térmico de uretano debido a su capacidad de aislamiento frente a las condiciones de temperatura fría requeridas en el intercambiador agua-aire en la edificación (Fig. 43).

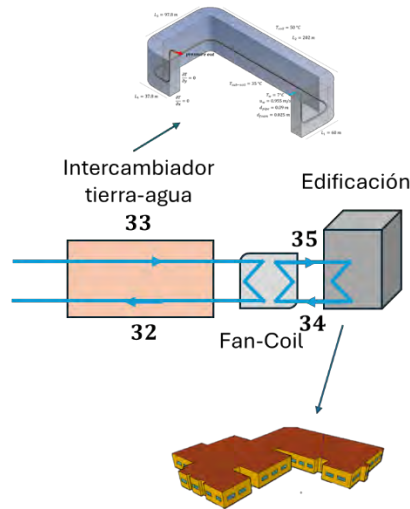


Fig. 43. Sección de intercambiador tierra-agua y edificio del GDCS.

La Tabla 21 presenta resultados obtenida mediante simulación energética y exergetica en EES. Esta permite evaluar el desempeño del sistema de enfriamiento por absorción accionado con calor residual proveniente de un proceso geotermoeléctrico. El sistema aprovecha una corriente de salmuera de alta temperatura (130°C , 1539 kg/s en el punto 7), cuya potencia térmica es de 868.93 kW y exergía disponible de 86.23 kW . Esta exergía, aunque representa solo una fracción (9.9%) de la energía térmica total, es la que tiene capacidad de transformarse en trabajo útil, lo que resalta la importancia del análisis exergetico más allá del energético.

Durante el trayecto del calor geotérmico, se observa una progresiva degradación de la exergía, especialmente visible al comparar los puntos 7 y 8, donde la exergía disponible se reduce de 86.23 a 53.85 kW debido a pérdidas irreversibles en los componentes iniciales del sistema, como los separadores y el tanque de almacenamiento térmico. Esta tendencia continúa dentro del ciclo del “chiller” por absorción, donde los mayores valores de destrucción de exergía se localizan en el absorbedor (34.66 kW) y el condensador (31.35 kW), lo que en conjunto representa más del 76% de las irreversibilidades del sistema completo, indicando oportunidades claras de mejora en su diseño térmico y condiciones operativas.

Tabla 21. Resultados obtenidos a través de EES considerando condiciones críticas de CPI para el acondicionamiento del edificio.

Estado	Fluido	T ($^\circ\text{C}$)	m (kg/s)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg $^\circ\text{C}$)	Φ (kJ/kg)	E (kJ/s)	Ex (kJ/s)
a	H ₂ O	35	-	101.3	146.6	0.5049	-	-	-
b	NH ₃	35	-	101.3	1374	5.681	-	-	-
c	NH ₃ -H ₂ O	35	-	101.3	556.7	2.614	-	-	-
d	Air-H ₂ O	45	-	101.3	108.5	5.982	-	-	-
e	Steam	35	-	101.3	146.7	0.5051	-	-	-

1	Geothermal brine	169.55	827.9	782.6	716.2	2.035	97.98	592902	81114
2	Geothermal brine	145.05	39.14	418.7	2703	1.791	2160	105781	84524
3	Geothermal brine	146.65	788.8	434.5	617.6	1.807	69.68	487121	54962
4	Geothermal brine	146.05	788.2	427.6	614.5	1.8	68.87	484327	54281
5	Geothermal brine	120.65	37.38	204	2669	7.123	483.4	99777	18070
6	Geothermal brine	121.95	750.8	211.4	512.2	1.549	43.83	384550	32911
7	Geothermal brine	134.55	1540	309.6	566.2	1.683	56.59	871670	87122
8	Geothermal brine	134.55	1540	309.6	566	1.683	56.42	871412	86863
9	H ₂ O	60.05	0.093	19.95	251.2	0.8313	4.028	23.36	0.3746
10	H ₂ O	104.75	0.093	19.95	3033	1.361	2623	282.1	243.9
11	H ₂ O	104.75	0.093	119.9	3033	1.361	2623	282.1	243.9
12	NH ₃ -H ₂ O	30.05	0.031	461.7	-101.8	0.2914	57.17	-3.155	1.772
13	NH ₃ -H ₂ O	30.05	0.031	1167	-100.8	0.2914	58.15	-3.125	1.803
14	NH ₃ -H ₂ O	62.25	0.031	1167	48.9	0.7625	62.69	1.516	1.944
15	NH ₃ -H ₂ O	78.85	0.0279	1167	117.2	0.9717	66.57	3.271	1.857
16	NH ₃ -H ₂ O	44.55	0.0279	1167	-37.76	0.5094	54.01	-1.054	1.507
17	NH ₃ -H ₂ O	42.85	0.0279	461.7	-37.76	0.5115	53.38	-1.054	1.489
18	NH ₃ -H ₂ O	79.95	0.00837	1167	1449	4.761	231.2	12.13	1.935
19	NH ₃ -H ₂ O	79.95	0.0002511	1167	306.4	1.427	115.3	0.07693	0.02896
20	NH ₃	42.65	0.008119	1167	1326	4.393	220.8	10.76	1.793
21	NH ₃	40.65	0.008119	1167	722.3	2.146	309.8	5.864	2.515
22	NH ₃	1.95	0.008119	461.7	722.3	2.899	206.1	5.864	1.673
23	NH ₃	5.25	0.0031	461.7	1283	4.938	138.7	3.978	0.4301
24	H ₂ O	35.05	1.468	461.7	147	0.5051	0.3975	215.9	0.5835
25	H ₂ O	36.05	1.468	461.7	151.2	0.5197	0.0483	221.9	0.0709
26	H ₂ O	36.05	1.468	1167	152	0.5195	0.9146	223.1	1.343
27	H ₂ O	36.05	0.734	1167	152	0.5195	0.9146	111.5	0.6713
28	H ₂ O	36.05	0.734	1167	152	0.5195	0.9146	111.5	0.6713
29	H ₂ O	36.55	0.734	1167	153.7	0.5259	0.6989	112.8	0.513
30	H ₂ O	43.85	0.734	1167	145.3	0.4998	0.2962	106.6	0.2174
31	H ₂ O	40.15	1.468	1167	149.5	0.5107	1.158	219.5	1.7
32	H ₂ O	12.05	0.355	461.7	50.41	0.1806	3.767	17.9	1.337
33	H ₂ O	5.95	0.355	461.7	37.58	0.1337	5.379	13.34	1.91
34	H ₂ O	6.35	0.355	461.7	19.2	0.06972	6.731	6.817	2.389
35	H ₂ O	7.35	0.355	461.7	32.03	0.1108	6.886	11.37	2.445
36	Air-H ₂ O	21.85	0.355	101.3	389.1	5.701	370	138.1	131.4
37	Air-H ₂ O	45.05	0.355	101.3	68.37	5.846	3.228	24.27	1.146

El análisis termodinámico del sistema de enfriamiento por absorción accionado con calor residual proveniente de un fluido geotérmico evidencia un adecuado aprovechamiento energético y exergético, aunque con limitaciones propias de esta tecnología. La fuente térmica, representada por el fluido geotérmico a aproximadamente 134.5 °C y con un flujo másico considerable (1540 kg/s), proporciona

una gran cantidad de energía térmica (cerca de 871 MW) y una exergía disponible significativa (87 MW). Esta exergía representa la calidad energética útil para impulsar el ciclo de absorción.

Sin embargo, se observa que la eficiencia exergética del sistema es moderada, con pérdidas principalmente en los componentes de generación y absorción del refrigerante. Estas pérdidas se traducen en un COP del “chiller” de 0.1259, valor relativamente bajo en comparación con sistemas de refrigeración mecánicos convencionales, pero consistente con sistemas que utilizan calor residual sin aporte eléctrico o de gas adicional. Este bajo COP indica que, por cada unidad de energía térmica útil aportada por la fuente geotérmica, el sistema produce aproximadamente 12.6% en energía frigorífica útil, lo cual es característico de sistemas de absorción accionados térmicamente.

La exergía entregada al ambiente acondicionado, medida a través de la mezcla de aire-humedad (aire-hidrotermal), muestra valores moderados que evidencian que el sistema cumple con la función de enfriamiento requerido. La entrega promedio de enfriamiento ($Q_{cooling}$) durante operación continua de 24 horas es de 34.71 kW, con picos que alcanzan hasta 104.1 kW durante las horas de mayor demanda. Esto es adecuado para aplicaciones residenciales o comerciales de tamaño medio, con posibilidades de ampliación a escalas mayores mediante la integración de almacenamiento térmico o fuentes complementarias.

El índice de sostenibilidad obtenido (1.899) refleja un balance positivo entre la exergía útil generada y la destrucción exergética del sistema, indicando que el aprovechamiento de la energía geotérmica residual se realiza con una eficiencia exergética aceptable y que el sistema contribuye a una operación más sustentable comparado con sistemas basados en combustibles fósiles o electricidad convencional. En conclusión, el sistema estudiado demuestra la viabilidad técnica de utilizar calor residual geotérmico para la refrigeración por absorción en climas cálidos. Aunque el rendimiento termodinámico es menor que el de sistemas de compresión mecánica, las ventajas en términos de uso de energía renovable y reducción de consumo eléctrico pueden justificar su implementación en contextos donde la energía térmica residual esté disponible. Para optimizar el sistema, se recomienda enfocar esfuerzos en minimizar pérdidas exergéticas en los intercambiadores y componentes clave, así como evaluar esquemas híbridos con almacenamiento o recuperación energética adicional.

Tabla 22. Destrucción de exergía de diferentes componentes del GDSCS en condiciones de operación.

Dispositivo	°F (kW)	°P (kW)	Exdes (kW)	P (kW)	IP (kW)	RI (%)
Separador de media presión	228.3	223.77	4.53	98	0.0702	7
Separador de baja presión	218.4	211.05	7.35	96.6	0.1139	11.4

Intercambiador de calor (manifold)	198.1	196.8	1.3	99.3	0.0201	2
Tanque de almacenamiento térmico	378.7	376.3	2.4	99.4	0.0372	3.7
Generador	374.23	370.02	4.21	98.9	0.0653	6.6
Intercambiador de calor	304.5	298.5	6	98	0.0932	9.3
Rectificador	54.48	54.27	0.21	99.6	0.0033	0.3
Condensador	49.45	13.85	35.6	28	0.5523	55.4
Evaporador	14.19	14.94	-0.75	105.3	—	-1.2
Absorbedor	149.46	135.91	13.55	90.9	0.2103	21.1
Intercambiador tierra-agua	2.7	5.2	-2.50	192.6	—	-3.9
Edificio acondicionado	0.11	0.08	0.03	74.9	0.0005	0
Bomba 1	179.5	179.8	-0.30	100.2	—	-0.5
Bomba 2	131.5	144.2	-12.70	109.7	—	-19.8
Bomba 3	4.41	4.98	-0.57	112.9	—	-0.9
Válvula de expansión 1	133.4	132.1	1.3	99	0.0201	2
Válvula de expansión 2	13.82	9.21	4.61	66.6	0.0716	7.2
Sistema completo	2455.55	2403.04	52.51	97.9	—	100

El sistema propuesto demuestra eficiencia energética y exergética, lo que confirma su viabilidad de implementación, especialmente debido a su alta capacidad para recuperar la exergía disponible del recurso geotérmico. La eficiencia exergética global del 97.9% (Tabla 22) es notable, lo que refuerza la idea de que un enfriador de absorción alimentado con calor geotérmico residual es una solución sostenible y eficaz para el acondicionamiento térmico en regiones cálidas como Mexicali. Sin embargo, es importante destacar que la mayor destrucción de exergía ocurre en el condensador y el absorbedor, que en conjunto contribuyen a más del 76% de las irreversibilidades totales del sistema. Esto indica que mejorar el diseño térmico o las condiciones operativas de estos dos componentes podría mejorar significativamente el rendimiento global del sistema. Además, la presencia de eficiencias superiores al 100% o una destrucción de exergía negativa en dispositivos como las bombas, el evaporador y el intercambiador de calor enterrado es por considerar el trabajo eléctrico externo no incluido en el balance. Si bien no es necesariamente un error, requiere un mayor modelado más preciso. Por último, la distribución de la tasa de Potencial de Mejora (IP) entre los componentes del sistema permite una estrategia de optimización enfocada, priorizando las modificaciones donde se concentran las mayores pérdidas de exergía, mejorando así tanto el rendimiento como la sostenibilidad.

La Fig. 44 muestra claramente que, al aumentar la temperatura de la fuente térmica, los valores de COP presentan una tendencia decreciente. Se observó que un incremento en la temperatura del

generador intensifica la destrucción exergética en este componente, lo que a su vez reduce la eficiencia de la exergía.

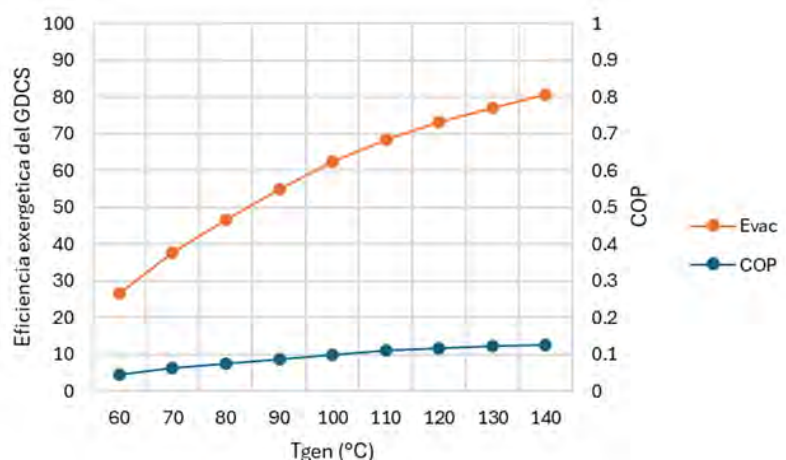


Fig. 44. Variación del COP y eficiencia exergética del sistema con variaciones en la temperatura de la fuente térmica.

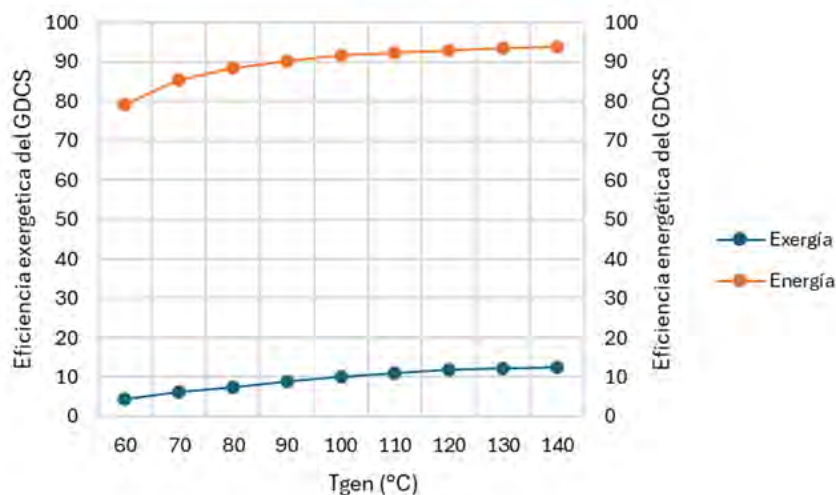


Fig. 45. Variación de las eficiencias energéticas y exergética del sistema con variaciones en la temperatura de la fuente térmica.

La Fig. 45 muestra que el sistema alcanza una eficiencia energética promedio del 93% y una eficiencia exergética del 13%. Esto indica un aprovechamiento efectivo de la fuente térmica, logrando cubrir las demandas establecidas por el usuario. Los resultados obtenidos revelan que la capacidad de refrigeración del sistema es de aproximadamente 582.1 kW (165.5 TR), con una temperatura de operación en la edificación de 25°C.

Por otro lado, en la Fig. 46 se presentan los principales componentes del sistema y su energía de desecho al medio ambiente (destrucción exergética). Se observa un desaprovechamiento significativo

en el tanque de almacenamiento térmico, debido a la elevada demanda de flujo por parte de la fuente térmica. Esto sugiere la posibilidad de integrar un tanque adicional o un intercambiador de calor para optimizar el uso de la energía y minimizar las pérdidas térmicas al entorno.

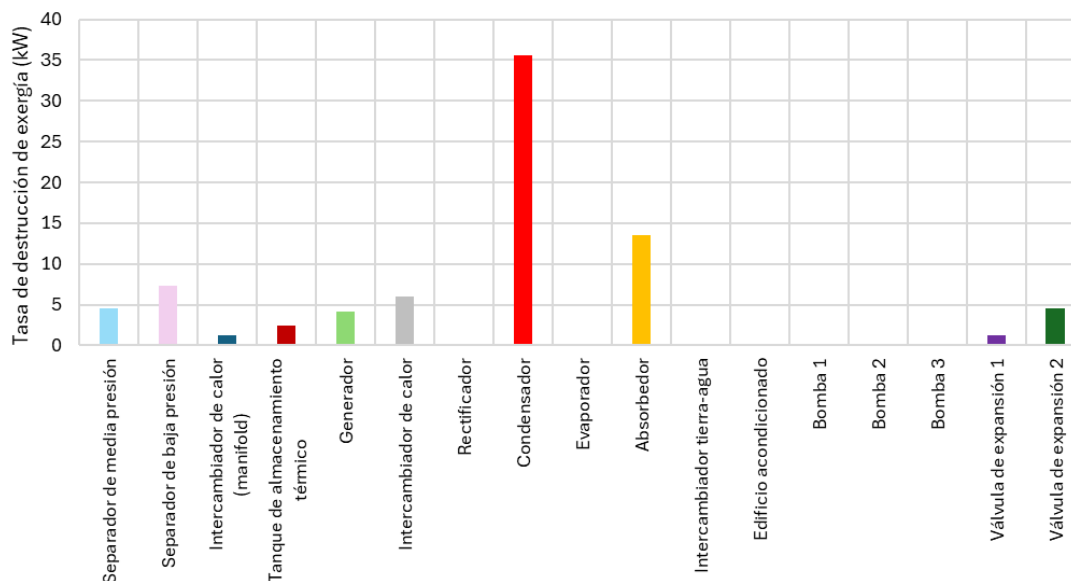


Fig. 46. Destrucción exergética de los componentes principales del GDCS.

4.1.3. Análisis del sistema de GDCS mediante TRNSYS

La sección 2.11.4 muestra el modelo físico general del GDCS en la plataforma TRNSYS, así como las variables clave consideradas para su evaluación y diseño. Aunque la literatura reporta múltiples estudios sobre DCS tradicionales, pocos integran el aprovechamiento de energía geotérmica para climatización, y aún menos han sido simulados en TRNSYS. Por ello, se realizaron simulaciones utilizando los modelos matemáticos de la librería de TRNSYS, con el objetivo de contrastar los resultados con el código numérico desarrollado y evaluar el comportamiento del GDCS bajo condiciones reales de operación con energía geotérmica. Esta aproximación permite validar el modelo propuesto y establecer un referente para futuros estudios de GDCS.

Para ello, se construyó un modelo virtual en TRNSYS (Fig. 47). Se identificó que las diferencias entre ambos enfoques se deben a la simplicidad de los modelos de balance energético en TRNSYS, los cuales no consideran el efecto del recubrimiento térmico, a diferencia de ANSYS-Fluent, que sí lo incluye en sus cálculos.

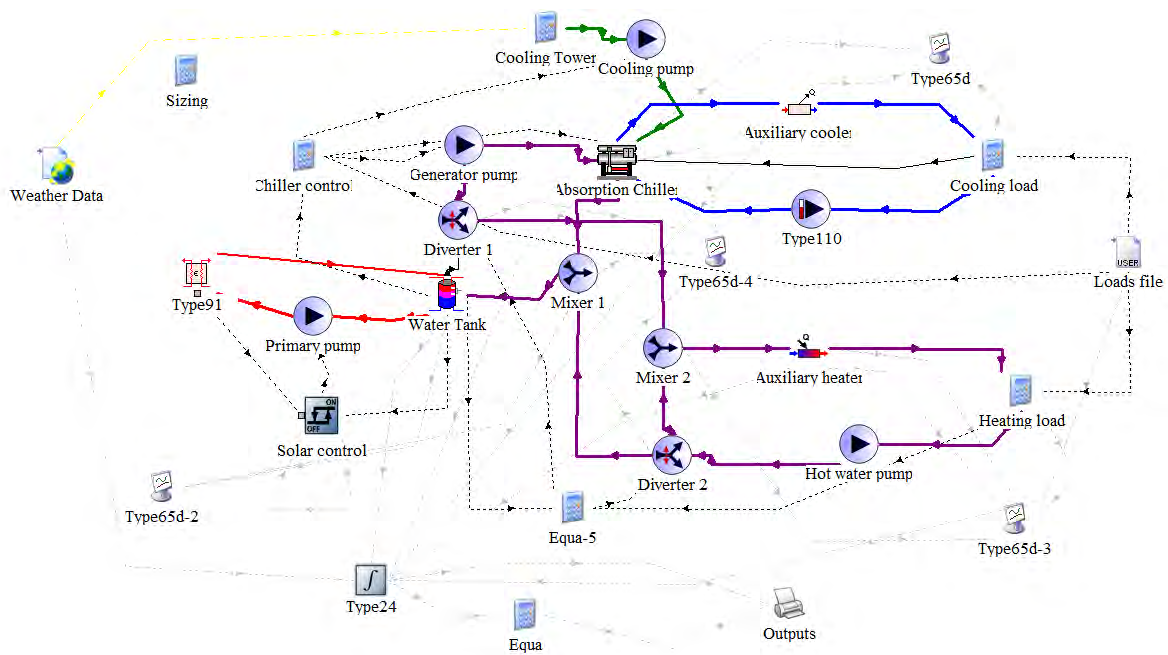


Fig. 47. Diseño del GDCS en TRNSYS.

Fig. 48 muestra la evolución horaria de las temperaturas características del GDCS durante el 22 de julio, con el objetivo de analizar su comportamiento frente a la demanda térmica más alta registrada a las 18:00 h, la cual alcanza los 111.56 kW. Se observa que la temperatura del agua caliente enviada del tanque térmico al “chiller” comienza a incrementarse gradualmente a partir de las 11:00 h, alcanzando un máximo cercano a los 105 °C entre las 14:45 y 16:00 h. Este comportamiento indica una estrategia anticipada del sistema para enfrentar el aumento de carga térmica, asegurando así una respuesta eficaz durante el pico (por los controladores de temperatura). En contraste, las temperaturas del agua enfriada proveniente del “chiller” (18 °C) y del agua impulsada por el auxiliar de enfriamiento (22 °C) se mantienen estables a lo largo del día, lo cual evidencia la capacidad del sistema para mantener condiciones de confort térmico sin comprometer su estabilidad operativa. Después del pico, el descenso progresivo en la temperatura del fluido caliente demuestra una operación controlada y eficiente, adaptándose a la reducción de la carga térmica en horas vespertinas.

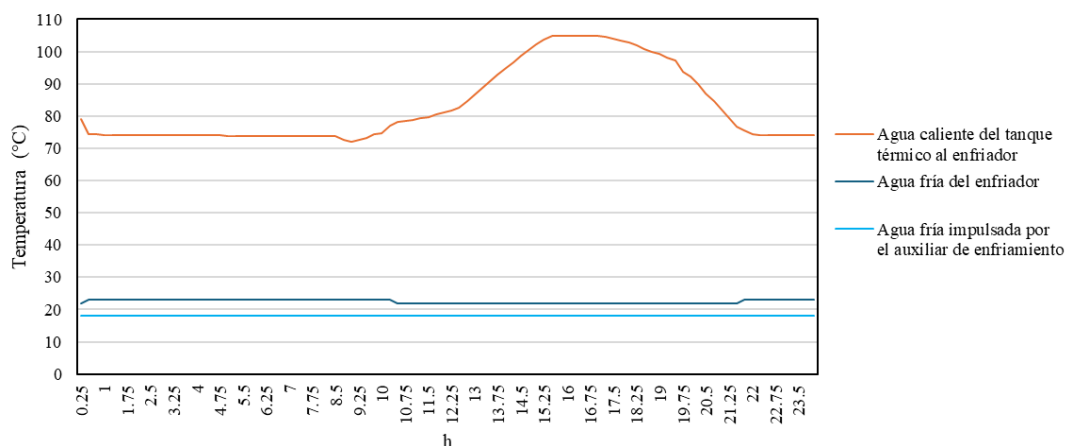


Fig. 48. Análisis dinámico de las temperaturas del GDCS durante el 22 de julio mediante TRNSYS

Por otro lado, la Fig. 49 representa el comportamiento horario de las temperaturas características del GDCS y su COP. Se observa que el sistema inicia su operación alrededor de las 10:45 h, momento en que el COP comienza a incrementarse, alcanzando un valor casi constante de aproximadamente 0.134 durante el periodo de mayor carga térmica (de 11:00 a 21:45 h). Esta eficiencia térmica corresponde a un ciclo de refrigeración por absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, típicamente activado por agua caliente entre 80 °C y 105 °C, como se muestra en la curva de temperatura del fluido térmico proveniente del tanque. A pesar del incremento en la temperatura de entrada al generador, el COP se mantiene estable, lo cual indica un régimen de operación dentro de la zona de eficiencia del ciclo termodinámico, sin degradación significativa por exceso de temperatura. Asimismo, la temperatura del agua enfriada entregada por el “chiller” se mantiene constante cerca de 18 °C, lo que garantiza condiciones de confort térmico estables para el espacio acondicionado. Finalmente, la caída abrupta del COP a cero después de las 22:00 h refleja la desactivación automática del sistema una vez satisfecha la demanda, lo que evidencia un control operativo eficiente que evita consumos innecesarios de energía térmica.

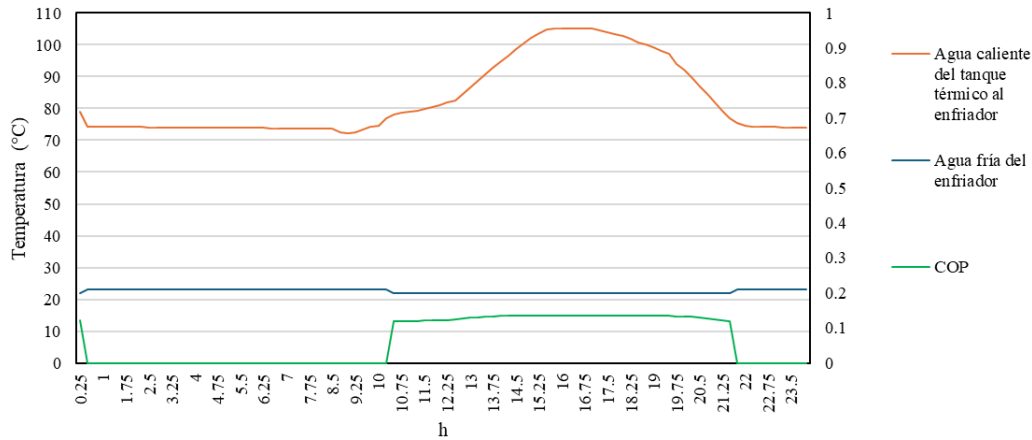


Fig. 49. Comportamiento del “chiller” por absorción bajo condiciones de operación en día típico.

La Fig. 50 representa el comportamiento horario de la temperatura del agua caliente suministrada desde el tanque de almacenamiento térmico hacia dos subsistemas, el “chiller” de absorción y el intercambiador de calor conectado al “manifold”, así como las pérdidas térmicas del propio tanque. La ligera diferencia entre ambas curvas refleja la existencia de un gradiente térmico interno en el tanque, asociado a la estratificación térmica o a las condiciones de extracción diferencial en los dos circuitos. En cuanto a las pérdidas térmicas del tanque (línea morada), estas permanecen bajas y estables durante la mayor parte del día, pero presentan un aumento abrupto y transitorio entre las 15:00 y 18:00 h, alcanzando picos cercanos a los 85,000 kJ/h. Este comportamiento coincide con la fase de mayor transferencia de calor desde el tanque hacia los equipos, lo que sugiere una combinación de aumento en el gradiente térmico con el ambiente, mayor caudal de extracción y disminución del aislamiento térmico relativo conforme se agota el estrato superior del tanque. A partir de las 18:00 h, las pérdidas disminuyen de forma abrupta, estabilizándose nuevamente hacia la noche conforme desciende la temperatura del fluido almacenado. Este comportamiento evidencia que el sistema de almacenamiento térmico actúa de manera efectiva como un pulmón térmico, permitiendo enfrentar picos de demanda sin pérdida significativa de estabilidad operativa. Sin embargo, también pone de manifiesto la importancia del aislamiento térmico y la estratificación interna del tanque, ya que los periodos de alta extracción térmica provocan un aumento importante en las pérdidas energéticas.

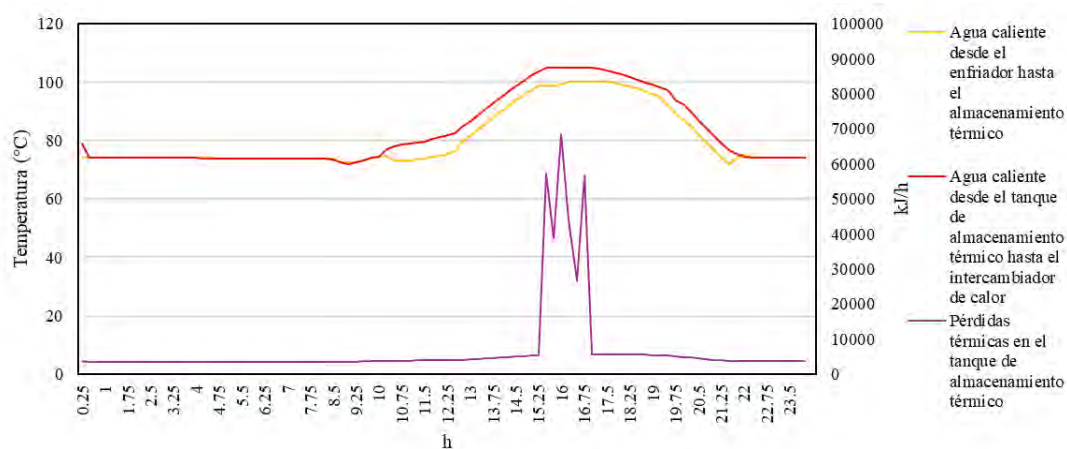


Fig. 50. Comportamiento térmico del tanque térmico en un día típico.

La Fig. 51 muestra el perfil horario de operación de las torres de enfriamiento, el flujo másico del agua revela el patrón de activación térmica del sistema: de 0:00 a 10:00 h, el flujo es nulo, lo que indica que las torres de enfriamiento no están en operación debido a que la demanda térmica aún no justifica la disipación de calor. A partir de las 10:25 h, el flujo se incrementa abruptamente a aproximadamente 10,015.68 kg/h, manteniéndose constante hasta las 21:50 h. Este comportamiento evidencia la entrada en operación del sistema de disipación térmica en respuesta al aumento de carga térmica generado por la climatización de los espacios interiores, y se mantiene activo durante todo el periodo de máxima demanda energética. Finalmente, al llegar a las 22:00 h, el flujo vuelve a cero, lo cual sugiere una desactivación controlada del sistema, coherente con la disminución de la demanda térmica y la despresurización progresiva del circuito de enfriamiento. En conjunto, este perfil confirma que las torres de enfriamiento actúan como un sistema auxiliar térmico bien integrado, operando únicamente cuando se requiere disipar calor hacia el ambiente, lo que permite una gestión energética eficiente y sincronizada con el resto del sistema térmico.

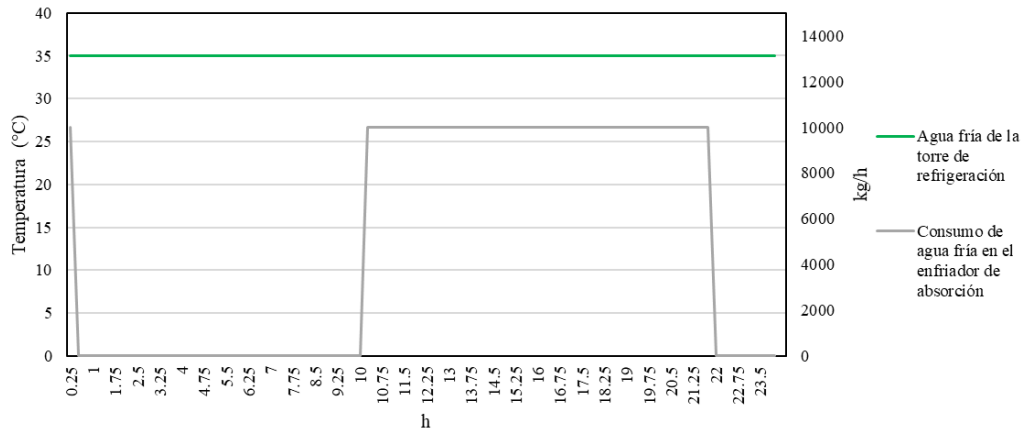


Fig. 51. Perfil horario de operación de las torres de enfriamiento en un día típico.

Durante el análisis de la temporada de verano (del 20 de junio al 22 de septiembre), se identificaron cinco eventos representativos de caída en el suministro de agua caliente hacia el “chiller” por absorción. A pesar de estas interrupciones térmicas, el sistema continuó operando gracias al respaldo del sistema auxiliar de refrigeración, el cual aseguró una remoción de calor del orden de 3.77×10^5 kJ en los periodos críticos. Las caídas se localizaron en los siguientes intervalos: del 22 de junio a las 08:00 h al 27 de junio a las 07:30 h, del 4 de julio a las 14:45 h al 6 de julio a las 06:30 h, del 28 de julio a las 12:00 h al 4 de agosto a las 11:15 h, del 11 de agosto a las 10:30 h al 16 de agosto a las 02:00 h, y del 1 de septiembre a las 00:15 h al 3 de septiembre a las 16:00 h. Durante estos periodos, el sistema principal de enfriamiento por absorción logró mantener su operación con un COP promedio de 0.127, a pesar de las condiciones térmicas limitadas (Fig. 52).

Cabe destacar que la temperatura promedio de generación del “chiller” durante toda la temporada fue de 22.5 °C, lo cual representa una condición subóptima para el funcionamiento del ciclo de absorción, evidenciando la falta de calor suficiente en algunos momentos. No obstante, el sistema auxiliar compensó esta deficiencia al mantener de forma constante una temperatura de suministro de 18 °C, asegurando así el confort térmico interior y la continuidad en la mitigación de las cargas térmicas del recinto. Estos resultados destacan la importancia del sistema auxiliar como respaldo operativo para garantizar la eficiencia y estabilidad del sistema global de climatización.

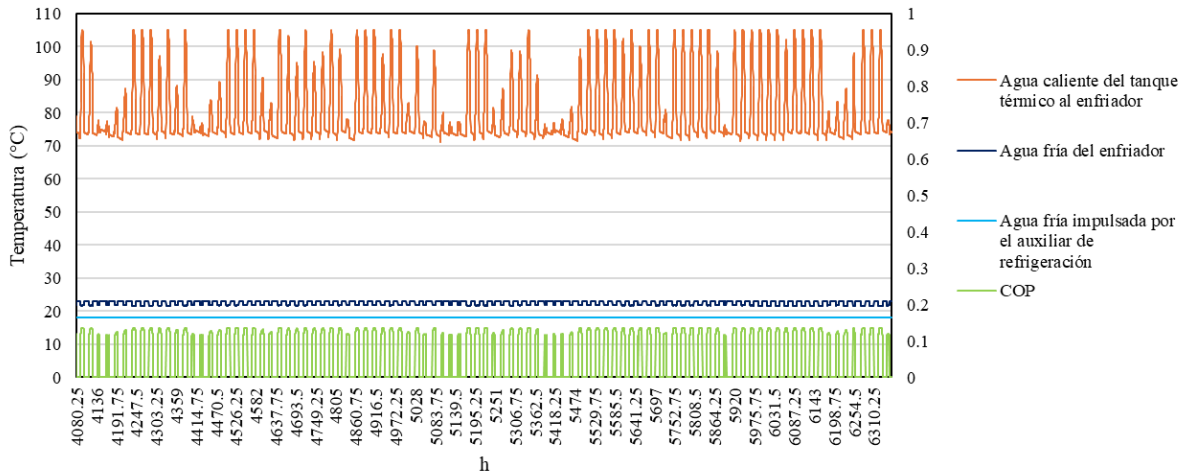


Fig. 52. Análisis del GDCS en condiciones de verano (20 de junio al 22 de septiembre).

La Fig. 53 muestra los resultados obtenidos mediante simulación dinámica. Se observa que, aunque el sistema opera con estabilidad general, existen tres periodos críticos en los cuales se registran pérdidas térmicas significativamente elevadas: del 17 de agosto a las 06:15 h al 19 de agosto a las 06:15 h (horas 5520.25 a 5580.25), del 28 de agosto a las 06:15 h al 30 de agosto a las 06:15 h (horas 5760.25 a 5820.25), y del 4 de septiembre a las 12:15 h al 13 de septiembre a las 12:15 h (horas 5940.25 a 6180.25). Estos incrementos en la pérdida de energía térmica coinciden con periodos de alta actividad del sistema, reflejando un aumento en el gradiente térmico entre el interior del tanque y el ambiente, lo que intensifica los mecanismos de transferencia de calor por conducción y convección hacia el exterior. A pesar de estas pérdidas puntuales, el análisis anual revela un promedio de pérdidas térmicas de 17,072 kJ/h, valor que, aunque relativamente moderado, representa una fracción importante del balance energético total del sistema. Estos resultados subrayan la necesidad de considerar estrategias de mejora en el aislamiento del tanque y en el diseño operativo para reducir la disipación no deseada de calor, especialmente durante los picos de carga térmica estacional. El monitoreo continuo y la posible integración de sistemas de recuperación o control activo podrían optimizar el desempeño térmico del almacenamiento a lo largo del año.

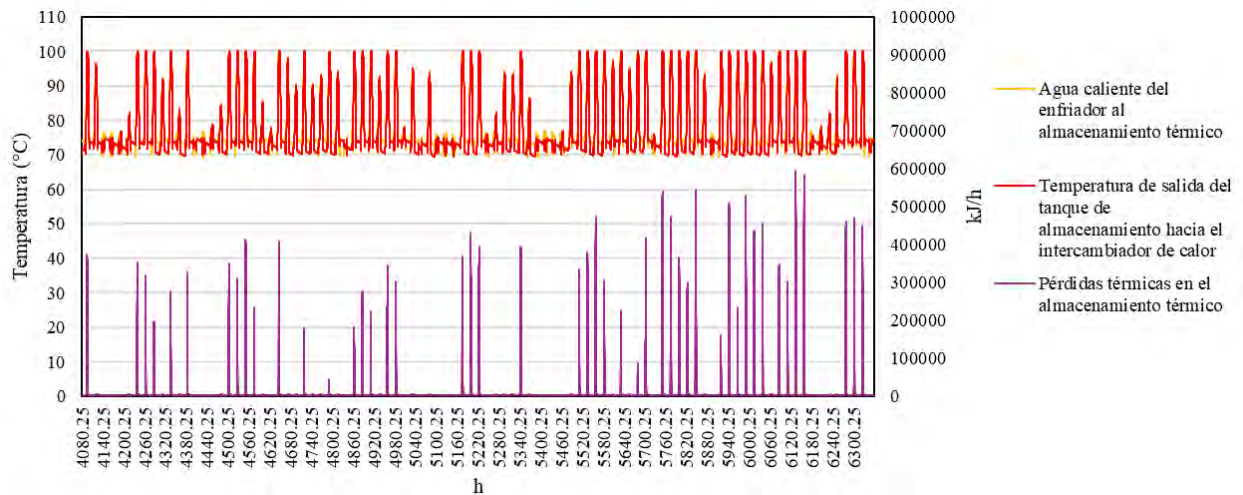


Fig. 53. Comportamiento del tanque de almacenamiento térmico en condiciones de verano.

La Fig. 54 presenta el comportamiento del consumo hídrico del sistema de refrigeración por absorción durante la temporada de verano, considerando la operación de las torres de enfriamiento bajo condiciones simuladas con una temperatura de salida fija de 35 °C. Este valor fue utilizado como referencia en la simulación térmica, en concordancia con las temperaturas ambientales reales reportadas por CONAGUA para la región de Mexicali, Baja California, donde durante los meses de verano se alcanzan temperaturas superiores a los 40 °C. Bajo estas condiciones, el sistema mantuvo un consumo hídrico promedio de 4,190.31 kg/h, asociado principalmente a pérdidas por evaporación y purgas. Es importante destacar que, a diferencia de otros sistemas que requieren reducir el agua hasta 25 °C o incluso 22 °C, en este caso el diseño térmico del sistema de absorción no exige un enfriamiento profundo del fluido, ya que se encuentra optimizado para operar con temperaturas elevadas de rechazo térmico. Esta característica resulta especialmente beneficiosa en contextos áridos como el de Mexicali, al minimizar la carga evaporativa y, por tanto, el impacto hídrico. El resultado demuestra que el sistema mantiene una operación térmica efectiva y adaptada climáticamente, sin

comprometer el desempeño energético del “chiller” ni la estabilidad del proceso de absorción, gracias al adecuado acoplamiento entre las condiciones de simulación y la realidad ambiental.

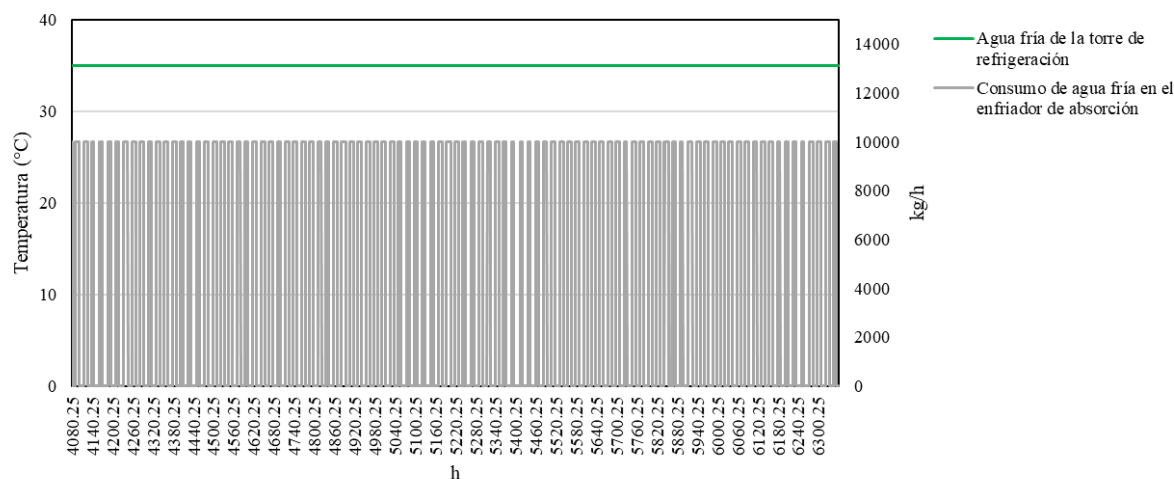


Fig. 54. Comportamiento de la torre de refrigeración en condiciones de verano.

En secuencia del análisis realizado para el verano, se evaluó el comportamiento anual del GDCS (Fig. 55). Los resultados muestran que la temperatura promedio de operación del “chiller” fue de 83.42 °C, correspondiente a la temperatura del agua caliente suministrada desde el tanque de almacenamiento, lo cual indica una condición térmica adecuada para el funcionamiento del generador del ciclo de absorción con solución $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$. A lo largo del año, el sistema mantuvo un COP promedio de 0.1289, valor que, si bien es modesto comparado con otros sistemas convencionales, resulta coherente dada la baja temperatura de operación del generador, las condiciones climáticas del sitio y la estrategia de aprovechamiento de calor residual. En cuanto al lado frío del sistema, el “chiller” produjo agua helada a una temperatura promedio de 22.3 °C, lo cual fue suficiente para mantener el acondicionamiento térmico en buena parte del año. Sin embargo, durante los periodos con mayor carga térmica o caídas térmicas parciales en el tanque, el sistema auxiliar de refrigeración complementó el proceso al asegurar una temperatura constante de suministro de 18 °C, garantizando así el cumplimiento de las condiciones de confort interior. Esta asistencia térmica adicional se tradujo en una capacidad de remoción de calor de 167,963.59 kJ/h, valor que evidencia su papel clave como respaldo en momentos críticos de demanda o de baja eficiencia del “chiller” de absorción. En conjunto, estos resultados reflejan una interacción efectiva entre el sistema de almacenamiento, el “chiller” por absorción y el sistema auxiliar, asegurando la estabilidad térmica del recinto a lo largo del año, con una operación energética adaptada a las condiciones reales del sitio.

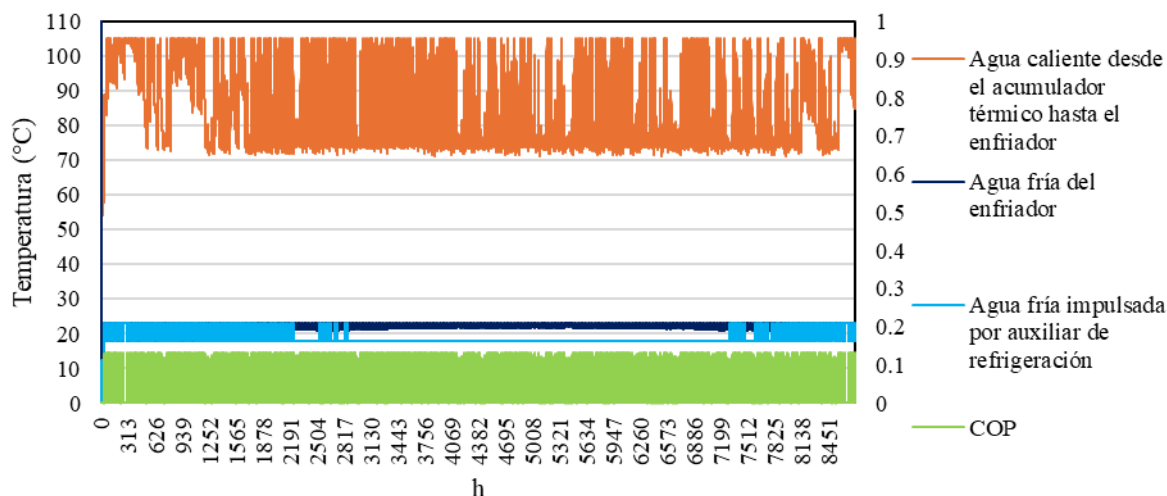


Fig. 55. Análisis anual del GDCS.

Por otro lado, la Fig. 56 muestra el comportamiento térmico anual del tanque de almacenamiento, destacando los periodos con mayores pérdidas de energía térmica y su evolución a lo largo del año. Se identificaron tres intervalos con picos significativos de pérdida térmica: desde la hora 0 a 649, de 649 a 1,298, y nuevamente de 8,437 a 8,760, los cuales coinciden con los momentos iniciales y finales del año, donde se presentan mayores fluctuaciones térmicas y, posiblemente, condiciones de carga parcial o arranques del sistema. Estas fases revelan un comportamiento transitorio donde el gradiente térmico entre el interior del tanque y el ambiente favorece la disipación de energía, particularmente cuando el sistema aún no ha alcanzado su régimen permanente de operación o se encuentra en declive.

En contraste, se observaron mínimas pérdidas térmicas durante el extenso periodo de operación comprendido entre las horas 3,443 y 8,451, lo cual indica un intervalo de funcionamiento más estable, donde el tanque opera en condiciones cercanas al equilibrio térmico con el sistema de generación y demanda. A nivel global, el análisis anual reportó un promedio de pérdidas térmicas de 25,491.42 kJ/h, con un valor máximo registrado de 1,170,318.33 kJ/h y un mínimo de 2,283.94 kJ/h.

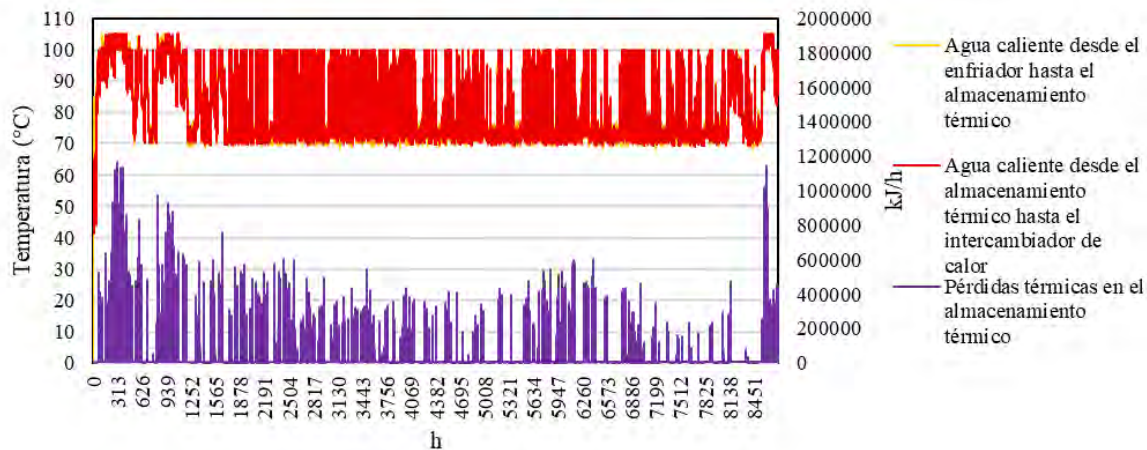


Fig. 56. Comportamiento anual del tanque de almacenamiento térmico.

Finalmente, la Fig. 57 muestra el consumo anual de agua en la torre de refrigeración para el sistema por absorción, indicando que, aun manteniendo una temperatura constante de 35 °C durante todo el año, la pérdida hídrica promedio anual es de 3,844.1 kg/h, con un valor máximo de 10,015.7 kg/h. Esto refuerza la necesidad de considerar equipos evaporativos aireados para suministrar agua a una temperatura más baja, aun cuando la diferencia de temperatura (ΔT) entre la temperatura máxima durante la temporada de verano, de 40.2 °C, y los 35 °C no sea muy significativa.

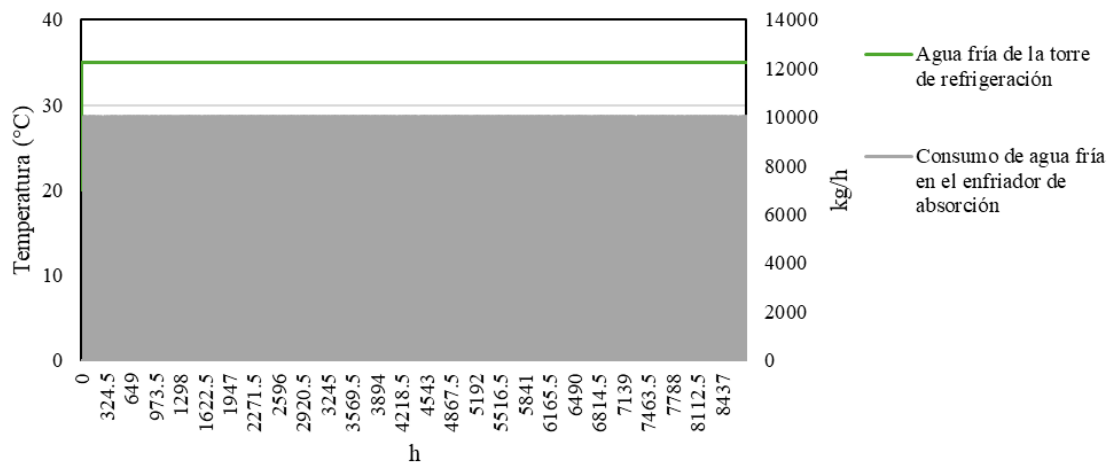


Fig. 57. Comportamiento anual de la torre de refrigeración.

El estudio dinámico del GDCS permitió evaluar su comportamiento térmico y operativo bajo condiciones reales de clima árido en Mexicali, Baja California. Los resultados obtenidos a partir de simulaciones en TRNSYS. Durante el día de máxima demanda térmica, el sistema demostró una respuesta anticipada y eficiente, elevando gradualmente la temperatura del agua caliente hasta valores

cercanos a los 105 °C antes del pico de carga. Este comportamiento aseguró una entrega constante de agua enfriada (18 °C), garantizando condiciones estables de confort térmico sin comprometer la operación del sistema. Asimismo, el COP se mantuvo prácticamente constante (0.134) durante el periodo de mayor exigencia térmica, lo cual indica un funcionamiento dentro de la zona óptima del ciclo $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$, incluso ante variaciones de temperatura de entrada al generador. La desactivación automática del sistema al finalizar la demanda confirma la existencia de un control operativo eficiente y adaptativo. El tanque de almacenamiento térmico actuó como un pulmón energético efectivo, permitiendo amortiguar las variaciones de demanda y asegurar la continuidad del suministro térmico. Sin embargo, se identificaron periodos de pérdidas térmicas elevadas durante fases de extracción intensiva, lo que evidencia la necesidad de mejorar tanto el aislamiento como el diseño interno del tanque, considerando la estratificación térmica como estrategia de optimización. De forma complementaria, las torres de enfriamiento mostraron un comportamiento energético eficiente, operando exclusivamente durante los horarios de alta carga térmica. Este patrón de activación térmica, sincronizado con la demanda real del sistema, permitió minimizar el consumo innecesario de agua y energía.

A lo largo de la temporada de verano se identificaron cinco eventos representativos de interrupciones en el suministro de agua caliente hacia el “chiller” de absorción. No obstante, el sistema logró mantener su operación gracias al respaldo del sistema auxiliar, el cual aseguró la continuidad térmica mediante una remoción adicional de calor del orden de 3.77×10^5 kJ en los periodos críticos, con un COP promedio de 0.127. Este respaldo fue fundamental para garantizar el confort interior, incluso en condiciones subóptimas de generación térmica.

A nivel anual, el sistema operó con una temperatura promedio de generación de 83.42 °C, alcanzando un COP medio de 0.1289, coherente con las condiciones climáticas del sitio, la baja temperatura de operación del generador y el aprovechamiento de calor residual. La temperatura promedio del agua helada producida fue de 22.3 °C, mientras que el sistema auxiliar se mantuvo como soporte continuo con un suministro constante de 18 °C, logrando una remoción de calor adicional de 167,963.59 kJ/h en los momentos críticos.

El análisis del comportamiento térmico del tanque de almacenamiento a lo largo del año mostró tres periodos con picos de pérdida energética significativos, coincidiendo con fases transitorias del sistema. No obstante, durante el periodo estable de operación, comprendido entre las horas 3,443 y 8,451, las pérdidas térmicas fueron mínimas. El promedio anual fue de 25,491.42 kJ/h, valor que, aunque moderado, resalta la importancia de implementar estrategias de aislamiento y control activo para reducir la disipación de calor.

Finalmente, el sistema demostró un consumo hídrico promedio de 4,190.31 kg/h durante el verano, atribuible principalmente a la operación de las torres de enfriamiento bajo condiciones de alta temperatura ambiental. A diferencia de otros sistemas que requieren temperaturas de rechazo térmico más bajas, el diseño del GDCS permite operar eficientemente con temperaturas de hasta 35 °C, lo cual reduce el requerimiento de agua y mejora su viabilidad en regiones con disponibilidad hídrica limitada. En conjunto, el análisis dinámico confirmó que el GDCS es una solución técnica viable para el acondicionamiento térmico en climas áridos, combinando eficiencia energética, estabilidad operativa y adaptación climática. La interacción entre el sistema de almacenamiento, el “chiller” de absorción y el sistema auxiliar garantiza una operación resiliente, capaz de adaptarse a variaciones estacionales y a escenarios de alta demanda térmica, promoviendo así el uso sostenible de recursos térmicos y naturales en el contexto de la eficiencia energética en edificaciones.

4.1.4 Análisis 4E

En el análisis 4E (Energía, Exergía, Economía y Medioambiente), basado en la metodología reportada por Chaiyat (2021), Shirazi et al. (2016), Vazini y Khoshgoftar (2020) y Xu et al. (2022), se identificaron los componentes principales del sistema y se estimaron sus dimensiones y capacidades, conforme a la tabla siguiente.

Tabla 23. Resumen de los componentes para el estudio de 4E.

Componente	Entrada(s)	Salida(s)
Aprovechamiento de calor residual		
Separador de mediana presión	1	2 , 3
Seperador de baja presión	4	5, 6
Intercambiador de calor (manifold)	7	8
Tanque de almacenamiento térmico	7, 9	8, 10
Bomba centrífuga 1	10	11
Chiller por absorción		
Generador	11, 14, 19	9, 15, 18
Intercambiador de calor	13, 15	14, 16
Bomba centrífuga 2	12	13
Válvula de expansión 1	16	17
Rectificador	18, 28	19, 20, 29
Condensador	20, 27	21, 30
Válvula de expansión 2	21	22
Evaporador	22, 32	23, 33
Absorbedor	17, 23, 24	12, 25
Bomba centrífuga 3	25	26
Intercambiador enterrado	33, 35	32, 34
Edificio a climatizar	36	37

Nota: Los puntos 27 y 28 se ramifican desde el punto 26; el punto 31 resulta de la convergencia de los flujos 29 y 30.

Se evaluó la cantidad de energía que entra y sale de cada componente principal del sistema. Este aprovecha eficientemente el calor sensible de la salmuera geotérmica, con una temperatura de entrada de 169.55 °C y un flujo másico significativo de 827.9 kg/s (estado 1), generando un flujo energético de 592,902 kJ/s. A lo largo del proceso, este caudal sufre transformaciones térmicas, manteniéndose con un rendimiento energético elevado incluso tras varias etapas, como en el estado 8, donde se conserva una potencia térmica de 871,412 kJ/s, lo cual respalda su capacidad de alimentar adecuadamente al sistema de absorción. No obstante, se observa una reducción del contenido energético en estados intermedios, particularmente en los estados 5 y 6, lo que sugiere puntos clave para la optimización de la recuperación térmica antes de la reinyección. Por otro lado, el análisis exergético refleja la inevitable disminución de la exergía disponible debido a las irreversibilidades internas del sistema. La exergía inicial (81,114 kJ/s en el estado 1) disminuye progresivamente, alcanzando 54,281 kJ/s en el estado 4. El ciclo de absorción con mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y refrigerante NH_3 muestra exergías positivas en todos los estados, aunque con valores bajos en ciertas etapas del ciclo (por ejemplo, 1.772 kJ/s en el estado 12), evidenciando pérdidas de potencial útil que apuntan a oportunidades de mejora en el diseño y operación del generador, rectificador y absorbedor. En contraste, la línea de agua recuperada (estados 30 y 31) presenta un aumento en exergía (de 0.2174 a 1.7 kJ/s), destacando un aprovechamiento efectivo del calor residual y la recuperación térmica en el sistema. Estas pérdidas exergéticas reflejan que, aunque la energía total suministrada al sistema es considerable, no toda se convierte en trabajo útil o en refrigeración efectiva, lo que reduce la eficiencia global del sistema. El balance de exergía en componentes críticos como el generador y el absorbedor del “chiller” por absorción indica que parte de la energía útil se disipa debido a irreversibilidades internas. Para mejorar este desempeño, es necesario optimizar el sistema considerando diferentes tamaños y configuraciones de los componentes principales, lo que puede favorecer una mejor transferencia térmica y reducir pérdidas. Además, la mejora en el diseño de intercambiadores de calor, la selección adecuada de bombas y la optimización de las condiciones de operación pueden contribuir a maximizar la recuperación y uso del calor residual, elevando así la eficiencia energética y exergética global del sistema.

El análisis energético y exergético del sistema de enfriamiento por absorción accionado mediante calor residual proveniente de un proceso geotermoeléctrico evidencia un desempeño termodinámico técnicamente viable para aplicaciones en edificaciones de mediana y gran escala. Desde la perspectiva energética, el sistema presenta un COP de 0.1259, valor que, aunque inferior al de sistemas de compresión mecánica convencionales, resulta aceptable considerando que el calor de entrada proviene de una fuente de bajo costo y baja calidad exergética, como es el fluido geotérmico marginal. En términos de eficiencia exergética, los resultados muestran un desempeño diferenciado entre

componentes. La eficiencia exergética global del sistema supera el 35%, lo que refleja un aprovechamiento adecuado del recurso térmico disponible. Sin embargo, el análisis por componente revela que los principales focos de irreversibilidad se localizan en el generador y el absorbedor. Estas pérdidas se asocian principalmente a transferencias de calor con pequeñas diferencias de temperatura y a procesos internos irreversibles que afectan la calidad de la energía disponible. Por ejemplo, en estos dispositivos se registran pérdidas exergéticas del orden de 6.6 kW y 21.1 kW respectivamente, lo que representa una contribución significativa al deterioro exergético total del sistema.

Por otro lado, se observa que componentes como el rectificador, el condensador y el intercambiador de calor tipo “manifold” muestran eficiencias exergéticas superiores al 98%, destacando su buen desempeño desde una perspectiva termodinámica. No obstante, este resultado pone en evidencia el desacoplamiento existente entre eficiencia energética y eficiencia exergética: aunque algunos dispositivos presentan rendimientos energéticos elevados (incluso superiores al 99%), su eficiencia exergética puede ser limitada debido a la baja calidad del calor transferido, particularmente cuando la diferencia de temperatura es pequeña. Una observación crítica adicional se centra en el comportamiento del evaporador, el cual presenta un rendimiento energético mayor al 100% (105.3%), fenómeno atribuible a la naturaleza del proceso de evaporación a baja temperatura en contacto con un entorno más cálido. No obstante, su eficiencia exergética resulta negativa (−1.2 kW), evidenciando que el proceso, aunque efectivo en términos de absorción de energía, implica una degradación significativa de la calidad energética. Esta diferencia pone de manifiesto la necesidad de complementar los análisis energéticos con una evaluación exergética para obtener una visión integral del desempeño termodinámico. A nivel de operación, el sistema presenta una mínima dependencia eléctrica, concentrada en bombas y controles, lo cual incrementa su competitividad frente a sistemas convencionales en contextos con tarifas eléctricas elevadas. El análisis de flujo de masa y energía confirma que los balances se cumplen adecuadamente en cada etapa del ciclo, garantizando la consistencia del modelo y validando los resultados obtenidos.

Estos hallazgos permiten concluir que, desde una perspectiva estrictamente termodinámica, el sistema logra una recuperación eficaz de la energía disponible, con un balance favorable entre consumo de recursos y capacidad frigorífica generada. Esto hace viable su implementación en zonas geotérmicamente activas como Mexicali, especialmente en escenarios donde se busca independencia de combustibles fósiles y una reducción sostenible de los costos energéticos a largo plazo. Se recomienda, como línea de mejora futura, optimizar el diseño del generador y del absorbedor, así como explorar distintas configuraciones geométricas y tamaños de componentes para reducir las irreversibilidades y mejorar el acoplamiento térmico en puntos críticos del ciclo.

Desde la perspectiva económica, el GDCS también muestra un comportamiento favorable al considerar su bajo consumo eléctrico auxiliar. De acuerdo con datos actualizados a 2023, las tarifas eléctricas industriales en México oscilan entre US \$0.11 y US \$0.15 por kWh (Velasco P., 2023). Con base en una capacidad de refrigeración de 29 TR, operando de manera continua durante las 8,760 horas del año, y considerando un requerimiento eléctrico auxiliar estimado en 0.2 kW por tonelada, se obtiene una potencia auxiliar total de 5.8 kW, lo cual representa un consumo eléctrico anual de 50,808 kWh. Este valor fue evaluado bajo dos escenarios tarifarios: en el primero, con una tarifa baja de 0.067 USD/kWh, el costo anual de operación eléctrica asciende a 3,404.14 USD; en el segundo, considerando una tarifa más alta de 0.12 USD/kWh, el costo se incrementa a 6,096.96 USD (Tabla 24). Estos resultados reflejan que, si bien el sistema presenta un COP térmico modesto comparado con tecnologías de compresión mecánica, su dependencia mínima de energía eléctrica le otorga una ventaja sustancial en contextos donde las tarifas eléctricas son elevadas, fortaleciendo su viabilidad económica en regiones con acceso a recursos geotérmicos de bajo costo.

Tabla 24. Consideraciones para el estudio económico del DCS.

Dato	Valor
Capacidad de enfriamiento	101.9 kW
COP	0.1259
Tarifas eléctricas CFE en Mexicali (2023)	
Escenario 1: Tarifa alta	0.067 USD/kWh
Escenario 2: Tarifa baja	0.045 USD/kWh
Consumo eléctrico del GDCS	
Necesidad eléctrica	809 kW
Horas de operación	8,760 h
Consumo anual	7,089 MWh
Costo anual eléctrico	
Escenario 1	708,900 USD
Escenario 2	1,063,350 USD
Vida útil del GDCS	20 años
Mantenimiento anual	3%
Inflación nacional	6%

Cabe destacar que, al estar accionado con calor residual proveniente de un recurso geotérmico, el sistema de enfriamiento por absorción no presenta un consumo eléctrico significativo para la producción de frío, limitándose únicamente a los requerimientos de bombas y controles auxiliares. Aunque se determinó un COP térmico de 0.1259, este valor no implica un consumo eléctrico proporcional, dado que la fuente térmica primaria no incurre en costos energéticos adicionales. En consecuencia, el costo operativo anual resulta considerablemente bajo, generando ahorros importantes en comparación con sistemas convencionales de compresión mecánica que dependen totalmente de electricidad. Por otro lado, de acuerdo con valores típicos reportados para sistemas de absorción, el costo de mantenimiento anual suele situarse entre el 2% y 5% del valor del equipo; en

este estudio se consideró un valor promedio del 3.5% sobre el costo total del sistema(ASHRAE, 2013). Adicionalmente, se realizó un análisis detallado de costos a través de fuentes tecnológicas actualizadas y proveedores líderes del sector, con el objetivo de estimar el valor comercial de los principales componentes del GDCS. El desglose incluye el sistema de almacenamiento térmico 10,243 USD, tres bombas 4,353 USD, dos intercambiadores de calor 7,000 USD, válvulas, 500 USD, “chiller” por absorción 40,440 USD, sistema de intercambio geotérmico subterráneo 89,000 USD, unidades tipo fan-coil 1,752 USD, y accesorios adicionales 1,000 USD, lo que da como resultado un costo total estimado de 155,288 USD (Tabla 25). Este monto representa una inversión inicial significativa, pero justificable en función de la baja demanda energética del sistema, su reducido costo operativo anual y su capacidad para sustituir tecnologías convencionales en regiones con disponibilidad de recurso de calor residual, lo cual respalda su viabilidad técnica y económica en el mediano y largo plazo.

Tabla 25. Costos de los componentes del GDCS.

Componente	Unidades	Precio Unitario (USD)	Total parcial (USD)
Tanque de almacenamiento térmico (Rugulus)	1	10,243.00	10,243.00
Bombas centrifugas (SprayerSupply)	3	1,451.00	4,353.00
Intercambiador de calor (TRANE)	2	3,500.00	7,000.00
Válvulas (PartsHnC)	2	750.00	1,500.00
Chiller por absorción	1	40,440.00	40,440.00
Trinchera+Tubería (intercambiador tierra-agua)	-	89,000.00	89,000.00
FanCoil	8	219.00	1,752.00
Accesorios	-	1,000.00	1,000.00
Subtotal			155,288.00

Este monto representa una inversión inicial significativa, pero justificable en función de la baja demanda energética del sistema, su reducido costo operativo anual y su capacidad para sustituir tecnologías convencionales en regiones con disponibilidad de recurso geotérmico, lo cual respalda su viabilidad técnica y económica en el mediano y largo plazo. Identificando dicha inversión inicial en 155,288 USD (flujo negativo en el año 0), se estimaron flujos anuales positivos de 40,100 USD durante un periodo de 20 años, lo cual, considerando una tasa de descuento del 6%, que incorpora tanto la inflación como la tasa mínima aceptable de retorno (Saldívar B., 2025), permite realizar un análisis económico completo mediante el enfoque de VPN. Un aspecto con relevancia significativa dentro de la estructura de costos es el componente del intercambiador de calor enterrado agua-tierra (también conocido como “red fría”), que representa la parte más costosa del sistema. Este elemento considera el uso de tubería preaislada de poliuretano expandido (PUR) con recubrimiento de

polietileno de alta densidad (HDPE) o acero recubierto, cuyo precio promedio asciende a US \$10/m (Made-in-China, 2025) con una longitud total de 550 metros, lo que implica un costo directo de 5,500 USD. Adicionalmente, se consideró la excavación de zanjas de 3 metros de profundidad y 2 metros de ancho a lo largo de toda la red, cuyo costo estimado asciende a 22,000 USD. Por último, la instalación de la tubería, así como los trabajos de zonificación, compactación y relleno, representaron un gasto adicional de aproximadamente 3,437 USD, con base en un análisis proporcional de los costos previamente mencionados. Estos elementos reafirman que, si bien la inversión inicial es considerable, está sustentada por una base técnica sólida y una operación de bajo costo energético.

En la Tabla 26 se evidencia un comportamiento financiero favorable bajo dos escenarios tarifarios representativos del mercado energético. En el escenario con tarifa alta (0.067 USD/kWh), el sistema presenta un ahorro anual estimado en 40,100 USD, lo que corresponde a un periodo de recuperación de la inversión (payback descontado) aproximado de 4.5 años (Fig 58a). El Valor Presente Neto (VPN), calculado a una tasa de descuento del 6%, es de aproximadamente 220,000 USD, reflejando una rentabilidad acumulada significativa durante la vida útil del proyecto, estimada en 20 años. La TIR del 24.5% confirma que la inversión supera ampliamente el costo de capital y otros indicadores mínimos de rentabilidad. Por otro lado, bajo el escenario de tarifa baja (0.045 USD/kWh), el ahorro anual se reduce a 26,940 USD, incrementando el payback descontado a aproximadamente 7.5 años (Fig. 58b), aunque continúa siendo competitivo dentro de estándares industriales. El VPN disminuye a cerca de 53,000 USD y la TIR a 15.3%, lo que evidencia la viabilidad económica del proyecto aún bajo condiciones tarifarias más restrictivas. Estos resultados reflejan la sensibilidad del sistema frente a la variabilidad de costos energéticos, pero en ambos casos evidencian un retorno financiero sólido. Por ende, el sistema no solo es técnicamente eficiente en términos energéticos y exergéticos, sino también económicamente viable, reforzando su potencial para aplicaciones en contextos con acceso a calor residual y tarifas eléctricas variables.

Tabla 26. Resultados del análisis económico del GDCS.

Escenario	Inversión inicial (USD)	Ahorro anual (USD)	Payback (años)	VPN (6%) USD	TIR (%)
Tarifa alta (0.067 USD/kWh)	155,288.00	40,100.00	4.5	299,000.00	24.5
Tarifa baja (0.045 USD/kWh)	155,288.00	26,940.00	7.5	147,200.00	15.3

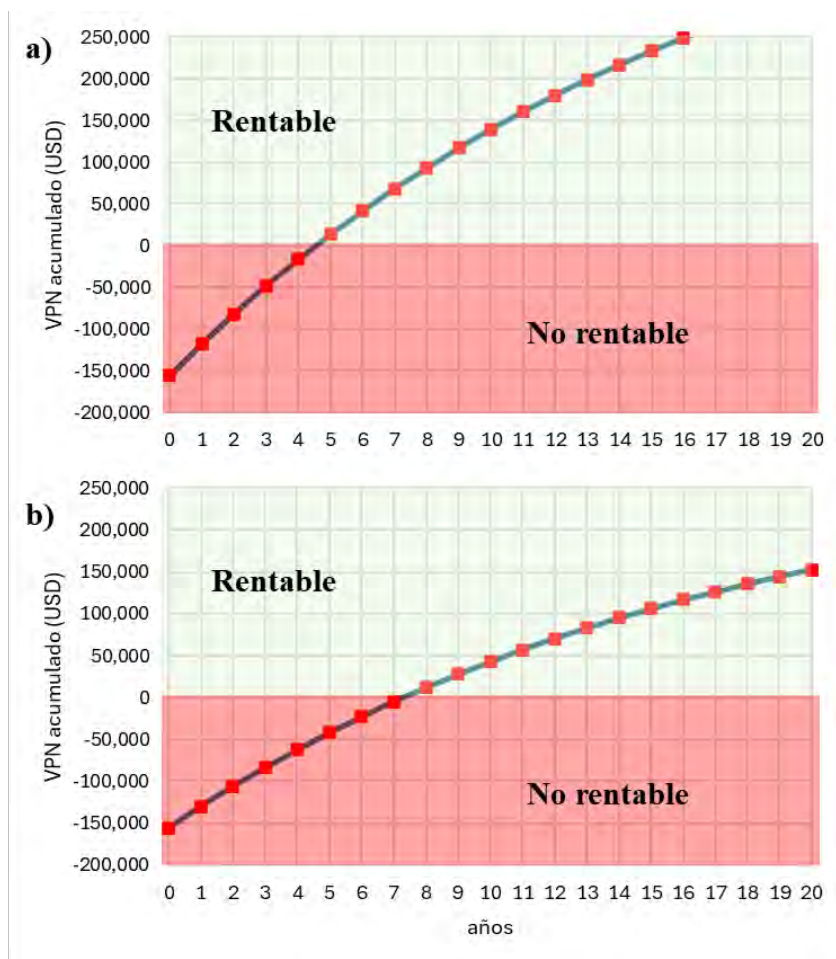


Fig. 58. Rentabilidad del proyecto bajo dos escenarios: a) tarifa alta y b) tarifa baja.

Debido a las crecientes preocupaciones ambientales y a la necesidad de transitar hacia modelos energéticos sostenibles, resulta imprescindible integrar el análisis ambiental en la evaluación de sistemas térmicos. En este estudio, la demanda frigorífica anual, estimada en aproximadamente 893,520 kWh, es cubierta eficientemente por un sistema de absorción con un consumo eléctrico auxiliar de tan solo 4,000 kWh por año, lo que equivale a menos del 0.5% del requerimiento eléctrico de un sistema de compresión convencional que operaría bajo condiciones equivalentes. Esta diferencia sustancial representa un ahorro energético superior a 889 MWh anuales, lo cual reduce considerablemente la dependencia de la red eléctrica y, por tanto, de fuentes fósiles.

El impacto ambiental también se refleja en las emisiones evitadas. Al emplear un factor de emisión de 0.438 toneladas de CO₂-eq por MWh consumido (Comisión Reguladora de Energía, 2024), el sistema de absorción logra evitar la emisión de aproximadamente 389.5 toneladas de CO₂-eq cada año. Este beneficio contribuye directamente a los compromisos nacionales de mitigación del cambio climático, fortalece el cumplimiento de normativas ambientales (como la NOM-011-ENER-2025 y los lineamientos de transición energética en México), y mejora el perfil de sostenibilidad del proyecto. Adicionalmente, aunque no se monetiza directamente en el análisis financiero, la valorización ambiental implícita por tonelada de CO₂ evitada (cuyo precio en mercados internacionales puede oscilar entre 20 y 50 USD/tCO₂-eq) representa un valor agregado relevante. Si se considerara una tasa conservadora de 30 USD/tCO₂-eq, el sistema estaría generando un beneficio ambiental indirecto anual de más de 11,600 USD, lo que refuerza su viabilidad no solo técnica y económica, sino también ambiental en un contexto de transición energética justa y sostenible. Por otro lado, el Índice de Sustentabilidad, calculado con un valor cercano a 0.76 (Tabla 27) en una escala de 0 a 1, refleja una elevada eficiencia global del sistema al integrar de forma ponderada los beneficios energéticos, económicos y ambientales. Este indicador respalda la selección tecnológica como una opción no solo técnica y económicamente viable, sino también ambientalmente responsable. El valor alcanzado evidencia que el sistema optimiza el aprovechamiento del calor residual al tiempo que reduce significativamente la dependencia eléctrica y las emisiones de gases de efecto invernadero.

Cabe destacar que este análisis parte del supuesto de una operación continua las 24 horas del día durante todo el año, condición que maximiza tanto la eficiencia térmica como el impacto ambiental positivo. Sin embargo, factores externos como la variabilidad en la composición de la matriz energética nacional, las fluctuaciones en las tarifas eléctricas y posibles ajustes futuros en los factores de emisión deben ser considerados en un análisis de seguimiento de largo plazo. Bajo estas premisas, el sistema de enfriamiento por absorción alimentado por calor residual se consolida como una solución altamente sustentable para aplicaciones industriales o comerciales, combinando eficiencia energética, reducción considerable de emisiones contaminantes y ventajas económicas claras. Su implementación contribuye al cumplimiento de los objetivos globales de descarbonización y a la promoción de tecnologías limpias en sectores con alta demanda térmica.

Tabla 27. Resultados del análisis ecológico del GDCS.

Indicador	Valor
Demanda frigorífica	29 TR (102 kW)
Consumo eléctrico auxiliar	4,000 kWh/año
Consumo eléctrico compresión	893,520 kWh/año (29 TR)
Emisiones evitadas	389.5 tCO ₂ e/año

Ahorro energético anual	889.5 MWh
Ahorro económico anual	\$40,100 USD
Índice de Sustentabilidad	0.76 (escala 0–1)

La Tabla 28 muestra que sistema de enfriamiento por absorción accionado mediante calor residual geotérmico estima una huella de carbono total cercana a 170,320 kg de CO₂ equivalente a lo largo de una vida útil de 20 años. Esta estimación incluye las emisiones derivadas de las fases de fabricación, instalación, operación y disposición final de los principales componentes del sistema, como el “chiller” de absorción, los intercambiadores de calor, las bombas, la red subterránea de tuberías y el sistema de automatización y control. Del total de emisiones, aproximadamente 118,320 kg de CO₂ eq corresponden a la fase operativa. No obstante, esta contribución es considerablemente inferior en comparación con sistemas de compresión convencionales, debido al uso de calor residual como fuente primaria de energía térmica. El consumo eléctrico, restringido principalmente al accionamiento de bombas y sistemas de control, limita significativamente las emisiones indirectas atribuibles al sistema eléctrico nacional. En cuanto al impacto hídrico, se estima un consumo anual del orden de 27.4 millones de litros de agua, en caso de emplearse una torre de enfriamiento evaporativa. Esta demanda representa un reto ambiental importante en zonas áridas como Mexicali, donde el estrés hídrico es alto. Alternativas como enfriamiento seco, soluciones híbridas o recuperación de agua podrían mitigar este efecto y mejorar el perfil de sostenibilidad hídrica del sistema.

En conjunto, los resultados del LCA sugieren que el sistema presenta un desempeño ambiental altamente favorable en términos de emisiones de gases de efecto invernadero, gracias a su baja dependencia de electricidad proveniente de fuentes fósiles. Sin embargo, su impacto hídrico constituye un aspecto crítico a ser optimizado mediante estrategias de diseño y operación adaptadas al contexto climático local. Estos hallazgos destacan la necesidad de una visión integral de la sostenibilidad, considerando simultáneamente los ejes energético, ambiental y operativo.

Tabla 28. Resultados de la evaluación del ciclo de vida de GDCS.

Componente	Emisiones estimadas (kg CO ₂ eq)
Absorption chiller (THERMAX)	23,000
Intercambiador de calor de carcasa (2x TRANE)	3,500
Bombas (3x)	1,200
FanCoils (8x)	2,000
Tubería enterrada (acero-polietileno, 2x500 m)	9,800
Sistema de control + válvulas	1,000
Termotanques de almacenamiento	3,500

Excavación y zanjeo (550 m x 3 m)	4,500
Total fabricación + instalación	48,500

Finalmente, el análisis integral 4E del sistema de enfriamiento por absorción revela un desempeño técnico y sostenible altamente favorable. Energéticamente, el sistema cubre una demanda anual de 893,520 kWh frigoríficos con un consumo eléctrico auxiliar inferior al 0.5% respecto a un sistema de compresión convencional. Desde el punto de vista exergético, se aprovecha eficientemente el calor residual, maximizando el uso de energía disponible de baja calidad. Económicamente, los escenarios tarifarios evaluados con una tasa de descuento del 6% reflejan periodos de recuperación descontada de 4.5 y 7.5 años, y valores actualizados netos (VPN) positivos, confirmando la rentabilidad del proyecto incluso en condiciones conservadoras. Ambientalmente, el sistema evita la emisión de aproximadamente 389.5 toneladas de CO₂ al año y presenta una huella de carbono de 170.3 toneladas en 20 años, aunque con un reto hídrico asociado al uso de torres de enfriamiento. En conjunto, estos resultados confirman que el sistema no solo es técnicamente viable, sino también rentable y ambientalmente responsable, consolidándose como una alternativa estratégica para la refrigeración sostenible en zonas con acceso a calor residual y condiciones climáticas áridas.

Capítulo 5: Discusión complementaria

Este capítulo presenta un análisis adicional de los resultados del Capítulo 4, con el objetivo de interpretar y contextualizar los hallazgos frente a la literatura y destacar su relevancia tecnológica, económica y ambiental. Su carácter complementario permite profundizar en aspectos específicos del GDCS, aportando valor agregado al estudio sin superponerse con la discusión principal de resultados.

5.1 Comparación con estudios previos

En la parte energética, el GDCS demuestra estabilidad operativa y eficiencia aceptable para climas áridos, incluso bajo suministro térmico variable, en concordancia con (Srikhirin et al., 2001), (Omer, 2008) y (Ben et al., 2021). No obstante, el COP (0.12–0.15) se ubica en el límite inferior de los valores reportados en la literatura (0.4–1.1), debido principalmente a la baja eficiencia del intercambiador incorporado en el manifold y a su longitud, lo que incrementa pérdidas y acercamientos térmicos (Fig. 59a). La capacidad de refrigeración (111.56 kW) se encuentra en el rango bajo frente a plantas de mayor escala (≈ 100 –3,700 kW), pero resulta suficiente para oficinas, validando su pertinencia en edificaciones no residenciales (Fig. 59b). En la parte exergética, los resultados muestran dos escalas de interpretación. A nivel del “chiller”, la eficiencia exergética es de 13%, inferior al rango típico reportado (15–60%), reflejando irreversibilidades concentradas en el generador y el absorbedor (Fig. 59c). Sin embargo, al analizar el sistema global, la eficiencia exergética asciende a 97.9%, lo que confirma un adecuado aprovechamiento del calor residual geotérmico y mínima pérdida relativa de exergía disponible. Este contraste indica que, aunque el ciclo de absorción presenta limitaciones intrínsecas en la conversión de exergía térmica en exergía frigorífica, la integración con la fuente geotérmica es altamente eficiente en términos de transferencia y aprovechamiento del recurso.

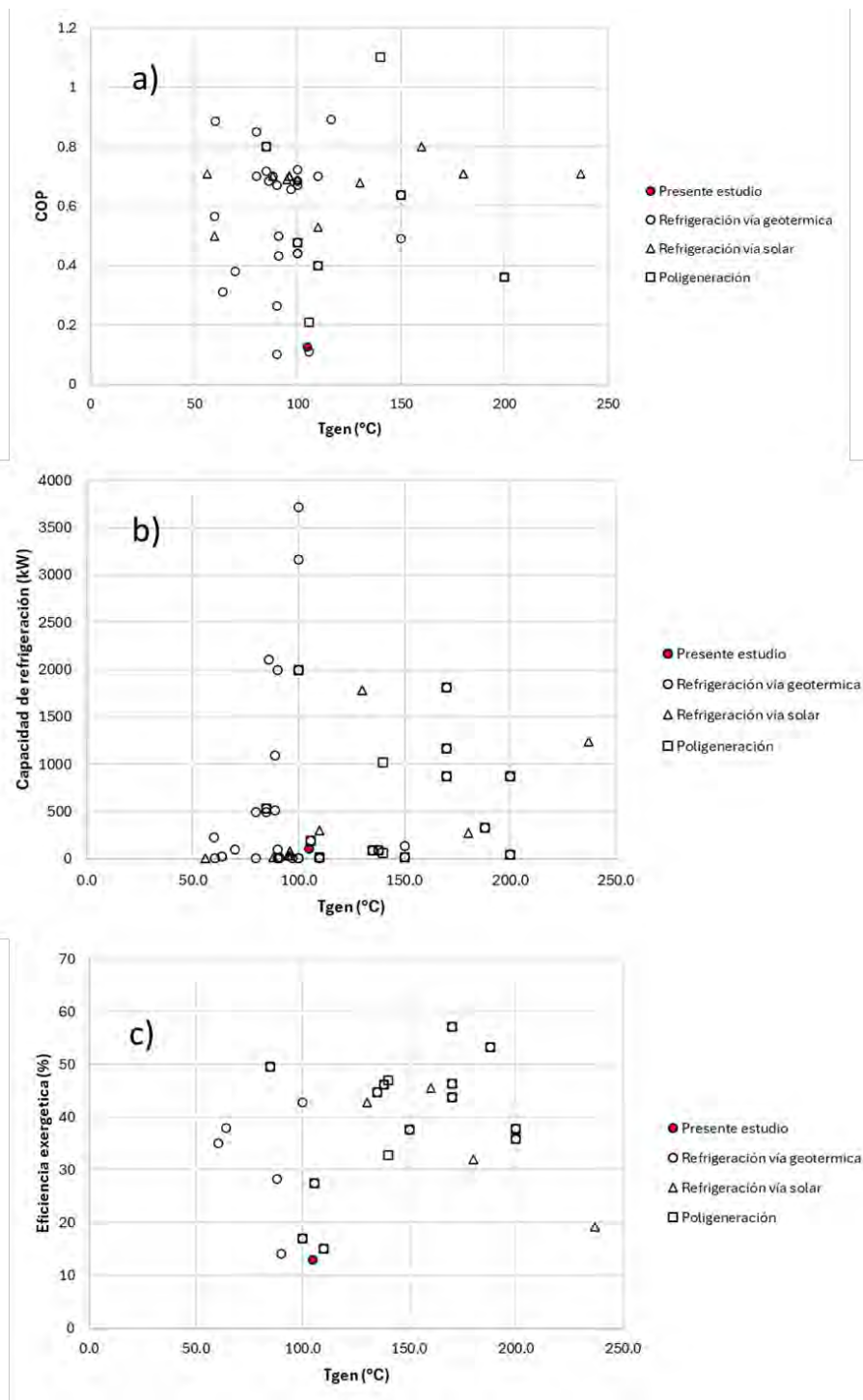


Fig. 59. Comparación del a) COP, b) capacidad de refrigeración y c) eficiencia exergética del GDCS con estudios de referencia.

En la parte económica, el análisis del GDCS muestra un ahorro anual de 26,940 USD bajo tarifa baja (0.045 USD/kWh) y de 40,100 USD bajo tarifa alta (0.067 USD/kWh), con un “payback” de 7.5 y 4.5 años, respectivamente, y una TIR de 15.3% y 24.5%. Estos indicadores reflejan que, aunque la

inversión inicial es considerable (155,288 USD), el proyecto puede considerarse viable para proyectos piloto o demostrativos en México, dado que la geotermia aplicada a refrigeración aún es poco explorada. Al comparar estos resultados con estudios internacionales, como los de (Yilmaz, 2017), (B. Ozcan et al., 2019) y (Ghiasirad et al., 2021b), se observa que los periodos de retorno y COP del sistema mexicano se sitúan dentro de los rangos reportados, aunque ligeramente superiores debido a la menor escala y eficiencia del ciclo. Como se ilustra en la Fig. 60, el sistema evaluado se encuentra dentro del rango de viabilidad observado internacionalmente (Medinilla, 2021), confirmando que, bajo condiciones controladas y con fines de demostración, la inversión puede justificarse, mientras que la replicabilidad y escalabilidad requerirán análisis adicionales.

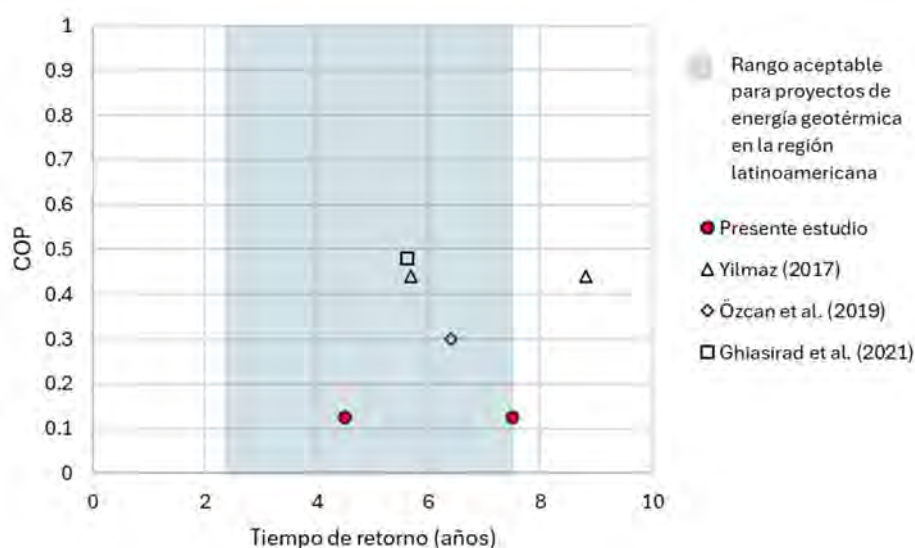


Fig. 60. Comparación internacional sobre viabilidad económica del GDCS.

En la parte ambiental, el GDCS evita aproximadamente 389.5 tCO₂-eq/año, considerando un factor de emisión de 0.438 tCO₂-eq/MWh (Comisión Reguladora de Energía, 2024). Para comparar, al escalar los resultados del estudio de (Thakar et al., 2021) de un sistema de compresión de 1,222.5 TR a 29 TR, se obtendrían 149.3 tCO₂-eq/año. La huella de carbono total estimada del sistema propuesto en 20 años es de 170,320 kg CO₂-eq, con 118,320 kg correspondientes a la operación (Fig. 61).

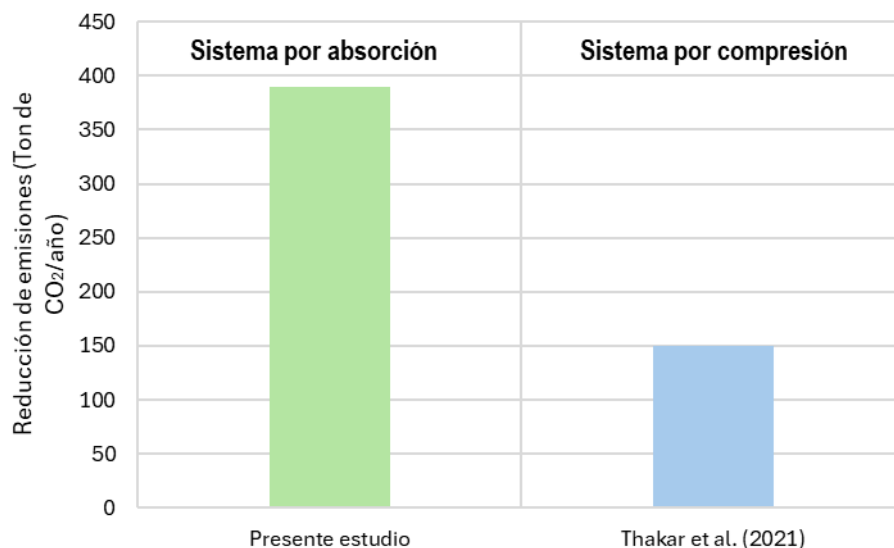


Fig. 61. Impacto de la huella de carbono del GDCS.

Adicionalmente, la comparación del Índice de Sustentabilidad (IS) obtenido en este estudio con valores reportados en la literatura permite situar el desempeño del sistema de absorción analizado en un contexto más amplio. El valor calculado (ver Fig. 62) se encuentra dentro de los rangos reportados por autores como Nami y Anvari-Moghaddam 2020) y Abbasi et al. (2016), lo que confirma la viabilidad energética y ecológica del sistema propuesto, ya que se observa que el índice calculado mantiene consistencia respecto a la literatura, ubicándose en un nivel competitivo en términos de ahorro energético, reducción de emisiones y beneficio económico.

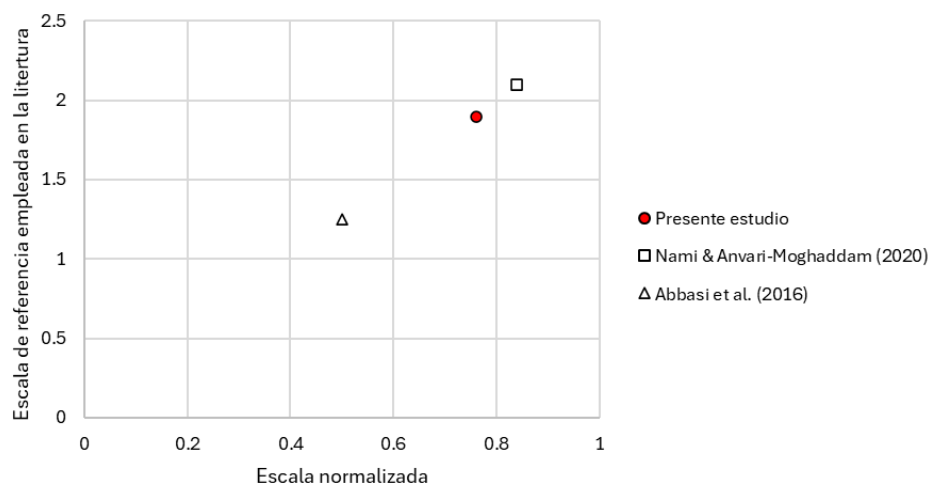


Fig. 62. Comparación de los valores del Índice de Sustentabilidad (IS) normalizados en dos escalas de referencia empleadas en la literatura (0–2.5 y 0–1).

En conjunto, se refuerza los hallazgos de investigaciones previas sobre el potencial de sistemas de absorción activados con calor residual. No obstante, el presente estudio se diferencia por integrar un análisis simultáneo energético, exergético, económico y ambiental, evaluando además condiciones reales de operación, impacto hídrico, dinámica térmica anual y escenarios tarifarios diversos, lo que permite ampliar el entendimiento sobre la viabilidad integral de este tipo de soluciones en zonas áridas con recursos geotérmicos subutilizados.

Capítulo 6: Conclusiones y recomendaciones

Este capítulo resume los hallazgos más importantes y sugiere direcciones futuras para la investigación.

6.1 Conclusiones

El GDSCS accionado mediante calor residual geotérmico demostró que, durante la operación anual, el ciclo de absorción $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$ alcanzó un COP promedio de 0.1289, coherente con la baja calidad exergética del recurso térmico utilizado. La demanda frigorífica anual de 893,520 kWh fue satisfecha con un consumo eléctrico auxiliar mínimo, limitado a 4,000 kWh por año (menos del 0.5% de la energía que requeriría un sistema de compresión equivalente).

El análisis CFD de la red fría evidenció la importancia de la selección de materiales de tubería para la mitigación del síndrome de ΔT . La tubería de PVC presentó la mayor resistencia térmica desde el suelo al fluido, logrando diferencias de temperatura mínimas entre entrada y salida y evitando la necesidad de bombas adicionales, con pérdidas de presión menores al 10%. La regresión lineal múltiple aplicada para estimar el coeficiente global de transferencia de calor arrojó un R^2 ajustado de 0.93, confirmando la confiabilidad del diseño.

Desde la perspectiva energética y exergética, EES mostró que la salmuera geotérmica a 134.5 °C y un flujo de 1,540 kg/s proporciona aproximadamente 871 kW de energía térmica y 87 kW de exergía útil. La mayor destrucción de exergía se concentró en el absorbedor y el condensador, sumando más del 76% de las irreversibilidades, lo que evidencia oportunidades de optimización. La eficiencia energética promedio del sistema fue de 93%, mientras que la eficiencia exergética alcanzó 13%, reflejando un balance positivo entre energía útil y pérdidas irreversibles. La sensibilidad del sistema frente a variaciones térmicas mostró que incrementos en la temperatura de la fuente reducen tanto el COP como la eficiencia exergética.

El análisis dinámico mediante TRNSYS evidenció una operación estable y resiliente frente a picos de demanda. El agua caliente alcanzó 105 °C antes de la máxima carga, garantizando suministro constante de agua fría a 18 °C. El COP se mantuvo estable en 0.134 durante periodos críticos, mientras que el tanque de almacenamiento actuó como amortiguador energético. Se observaron pérdidas térmicas relevantes durante fases de extracción intensiva, destacando la necesidad de mejorar aislamiento y estratificación interna. Las torres de enfriamiento operaron únicamente en alta carga, optimizando consumo de agua y energía, con un consumo hídrico anual promedio de 3,844–4,190 kg/h, adecuado para climas áridos.

En términos económicos, la inversión inicial de 155,288 USD se recupera en 4.5 a 7.5 años según escenarios tarifarios, con VPN de 53,000–220,000 USD y TIR de 15.3–24.5%. El consumo eléctrico auxiliar, de aproximadamente 5.8 kW, junto con un COP térmico de 0.1259, confirma la viabilidad

financiera del sistema. La mayor inversión corresponde al intercambiador tierra-agua, mientras que los costos de operación son reducidos gracias a la dependencia mínima de energía eléctrica.

Ambientalmente, el GDSCS evita aproximadamente 389.5 tCO₂-eq/año y presenta una huella de carbono estimada de 170.3 tCO₂-eq a 20 años. El índice de sustentabilidad global es 0.76/1, reflejando un equilibrio entre desempeño energético, económico y ambiental. La demanda hídrica asociada al enfriamiento evaporativo (27.4 millones de litros anuales) requiere estrategias de mitigación, como sistemas híbridos o recuperación de agua.

Al comparar los resultados con estudios previos, se observa que el COP del sistema (0.12–0.15) se ubica en el límite inferior de valores reportados (0.4–1.1), principalmente por la baja eficiencia del intercambiador y la escala del ciclo de absorción. La capacidad de refrigeración de 111.56 kW es adecuada para oficinas y edificaciones no residenciales, aunque inferior a plantas de mayor escala (100–3,700 kW). La eficiencia exergética global del sistema (97.9%) confirma un aprovechamiento adecuado del calor residual geotérmico, aun cuando el “chiller” individual presenta eficiencia exergética del 13% debido a irreversibilidades concentradas en el generador y el absorbedor. Desde la perspectiva económica, los periodos de retorno y ahorros anuales se encuentran dentro de rangos reportados internacionalmente, mientras que el impacto ambiental es comparable o superior a sistemas de compresión escalados, evidenciando la competitividad del GDSCS mexicano en términos de sostenibilidad y eficiencia.

6.1.1 Resumen de los hallazgos clave

El análisis integral del GDSCS accionado con calor residual geotérmico permitió identificar hallazgos técnicos en términos energéticos, exergéticos, económicos, ambientales y de diseño operativo:

- La salmuera geotérmica ingresó a 169.55 °C con flujo másico de 827.9 kg/s, generando hasta 871.412 kJ/s de potencia térmica utilizable a la entrada del sistema, suficiente para alimentar el ciclo de absorción y los subsistemas asociados.
- COP del chiller (EES) = 0.1259; COP operativo anual (TRNSYS) = 0.1289. Ambos valores son coherentes con ciclos NH₃–H₂O de baja temperatura.
- La eficiencia exergética del chiller es 13%; la destrucción exergética se concentra en absorbedor (21 kW) y condensador (35 kW) (>76% del total), priorizando mejoras en estos componentes.
- Operación estable con cinco eventos críticos en verano; el almacenamiento elevó anticipadamente el fluido caliente hasta 105 °C y el suministro frío se mantuvo en 18–22.3 °C. En día pico el COP = 0.134; anual, 0.1289.

- La tubería de PVC mostró la mayor resistencia térmica suelo-fluido y pérdidas de presión de 5.41–5.42% (<10% recomendado), sin requerir bomba adicional. La correlación de U ($R^2 = 0.93$) depende de propiedades del suelo y tubería y temperaturas de contorno (no de caudal/longitud), útil para dimensionamiento.
- CAPEX=155,288 USD; ahorro anual 26,940–40,100 USD (0.045–0.067 USD/kWh); payback descontado 7.5–4.5 años; TIR 15.3–24.5%. La mayor partida corresponde al intercambiador tierra-agua.
- Emisiones evitadas ≈ 389.5 tCO_{2e}/año; huella 20 años $\approx 170,320$ kg CO_{2e}. Consumo hídrico medio anual $\approx 3,844$ kg/h (≈ 3.84 m³/h; $\sim 33,650$ m³/año) operando torres a 35 °C, 20–25% menor que sistemas que requieren 22–25 °C.
- Índice de Sostenibilidad = 0.76.
- El GDSCS es técnicamente viable, estable y resiliente, con rentabilidad en escenarios realistas y beneficio ambiental alto; optimiza calor residual de baja calidad y reduce dependencia eléctrica, adecuado para climas áridos con recurso geotérmico.

6.1.2 Recomendaciones para trabajos futuros

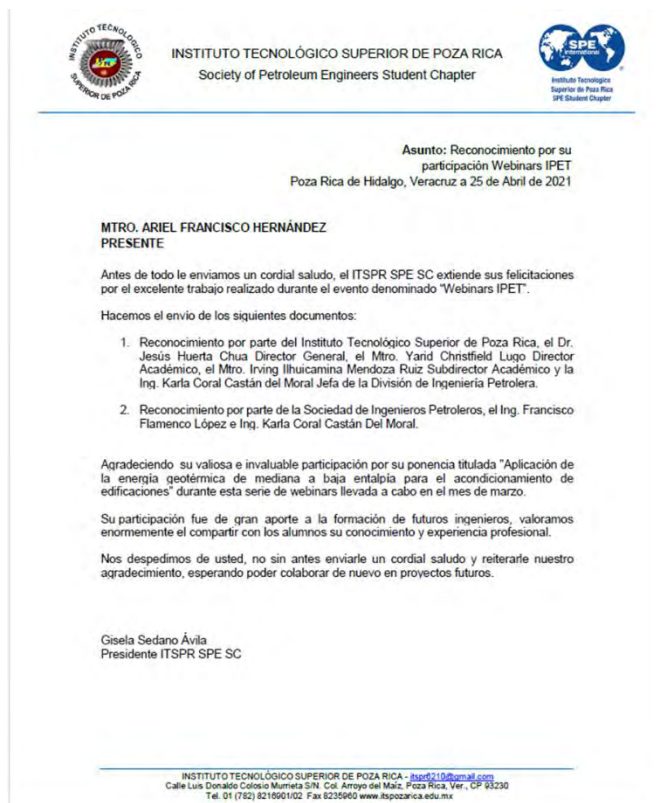
El GDSCS presenta oportunidades claras de optimización técnica y de expansión investigativa. En este sentido, se recomienda lo siguiente:

- Incorporar modelos basados en redes neuronales (ANN-BM) para mitigar el síndrome de delta-T, así como integrar enfoques de confort térmico adaptativo.
- Validar la correlación obtenida mediante simulaciones transitorias en condiciones húmedas y secas, complementadas con pruebas in situ de gradiente térmico. Asimismo, explorar materiales con mayor conductividad térmica y bajo impacto ambiental, además de configuraciones de bucles cerrados o verticales que amplíen la superficie de intercambio.
- Ampliar el modelo reportado en anexos para incorporar el ciclo completo de un sistema geotermoeléctrico, con el fin de analizar configuraciones de poligeneración y evaluar su viabilidad técnica, exergética y económica.
- Integrar aislamiento avanzado (aerogeles, paneles al vacío) y sistemas de estratificación controlada que reduzcan pérdidas en periodos de alta demanda.
- Incorporar un sistema solar térmico de apoyo continuo entre el foco térmico y el tanque de almacenamiento, con el objetivo de asegurar un suministro estable en periodos de baja calidad geotérmica.
- Diseñar un sistema cíclico con tratamiento de agua que reduzca el consumo asociado a las torres de enfriamiento, tal como se identificó en el análisis transitorio. Además, se

recomienda evaluar alternativas complementarias como torres híbridas, recuperación de agua de condensación y enfriamiento por aire forzado mediante ventiladores de bajo consumo energético.

- Replicar el sistema en edificios de uso mixto, plantas industriales o centros comerciales, considerando perfiles de carga variables y demandas simultáneas de calefacción y refrigeración.
- Elaborar un inventario georreferenciado de flujos térmicos por sectores industriales. Para fortalecer esta línea, se recomienda promover la modificación de la NOM-001-SEMARNAT-2021 a fin de que las industrias reporten sus residuos térmicos, lo que permitiría dimensionar el potencial de aprovechamiento a escala nacional.
- Estudiar el desplazamiento de la recuperación del calor residual en grandes tramos, con el fin de identificar la eficiencia del sistema y evaluar su aplicación en sitios alejados de los focos térmicos.
- Construir un prototipo físico instrumentado que permita validar los modelos numéricos, ajustar parámetros de diseño y facilitar la transferencia tecnológica.





Otras publicaciones durante mi desarrollo de tesis doctoral

Publicación:	Aplicación de técnicas para identificar y caracterizar las zonas de alimentación en un yacimiento geotérmico.
Journal:	Revista Multidisciplinaria de Ciencia, Innovación y Desarrollo
e-ISSN:	2954-4998
JCR:	No
URL:	http://remcid.utgz.du.mx/edu.mx
Año:	2025
Publicación:	Numerical-experimental investigation of a wind tower-room sustainable system: A parametric analysis of the mixed convection with humidification.
Journal:	Journal of Building Engineering
Doi:	10.1016/j.jobbe.2024.109624
JCR:	si
Factor de impacto:	7.144
Quartil ranking:	Q1
Publicación:	Numerical-experimental study of mixed convection in a wind tower-room system.
Journal:	Building and Environment

Doi:	https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2023.110294
JCR:	si
Factor de impacto:	7.093
Quartil ranking:	Q1
Publicación:	Applied Analysis for Identifying Feed Zones in Geothermal Wells.
Journal:	SSRN Electronic Journal
Doi:	http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4370501
JCR:	No
Año:	2023
Publicación:	Analysis of Different Times Period for Achieving Thermal Recovery in Wells.
Journal:	PROCEEDINGS, 48th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California
URL:	https://pangea.stanford.edu/ERE/db/GeoConf/Schedule.php
Año:	2023
Publicación:	Identification of communicated intervals between wellbore and reservoir applied in a Mexican geothermal system.
Journal:	PROCEEDINGS, 47th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California
URL:	https://pangea.stanford.edu/ERE/db/IGAstandard/record_detail.php?id=35372
Año:	2022
Publicación:	Studies of ventilation and thermal comfort in different wind tower-room configurations considering humidification for a warm climate of Mexico.
Journal:	Journal of Building Engineering
Doi:	https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2021.103675
JCR:	si
Factor de impacto:	7.144
Quartil ranking:	Q1

Apéndice

Código numérico en EES del GDCS.

```
"PhD thesis Ariel francisco Hernandez"
$UnitSystem SI K kPa mass
Procedure shx(epsilon,m_dot_c,m_dot_h,T_in_c,T_in_h,cph,cpc:T_out_h,T_out_c,Q_dot)
C_dot_c=m_dot_c*cpc
C_dot_h=m_dot_h*cph
C_dot_min=min(C_dot_c,C_dot_h)
Q_dot=epsilon*C_dot_min*(T_in_h-T_in_c)
T_out_c=T_in_c+Q_dot/C_dot_c
T_out_h=T_in_h-Q_dot/C_dot_h
End
"Input data"
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])
T[40]=308.15 [K]
P[40]=101.325 [kPa]
h[40]=enthalpy(NH3H2O,T=T[40],P=P[40],x=1)
s[40]=entropy(NH3H2O,T=T[40],P=P[40],x=1)
T[41]=308.15 [K]
P[41]=101.325 [kPa]
h[41]=enthalpy(NH3H2O,T=T[41],P=P[41],x=0.55)
s[41]=entropy(NH3H2O,T=T[41],P=P[41],x=0.55)
T[42]=318.15 [K]
P[42]=101.325 [kPa]
rh[42]=0.4
h[42]=enthalpy(AirH2O,T=T[42],R=rh[42],P=P[42])
s[42]=entropy(AirH2O,T=T[42],R=rh[42],P=P[42])
T[43]=308.15 [K]
P[43]=101.325 [kPa]
h[43]=enthalpy(Steam,T=T[43],P=P[43])
s[43]=entropy(Steam,T=T[43],P=P[43])
"Steam separator middle pressure"
P[1]=782.5707 [kPa]
T[1]=442.65 [K]
x[1]=1 "quality vapor at turbine inlet"
m_dot[1]=827.89 [kg/s]
h[1]=716.16 [kJ/kg]
s[1]=entropy(Steam,h=h[1],P=P[1])
phi[1]=(h[1]-h[43])-T[43]*(s[1]-s[43])
E[1]=m_dot[1]*h[1]
Ex[1]=m_dot[1]*phi[1]
P[2]=418.744 [kPa]
T[2]=418.22 [K]
x[2]=1
h[2]=2702.63 [kJ/kg]
m_dot[2]=39.14 [kg/s]
s[2]=entropy(Steam,T=T[2],P=P[2])
phi[2]=(h[2]-h[43])-T[43]*(s[2]-s[43])
E[2]=m_dot[2]*h[2]
Ex[2]=m_dot[2]*phi[2]
m_dot[3]+m_dot[2]=m_dot[1]
m_dot[3]*h[3]+m_dot[2]*h[2]=m_dot[1]*h[1]
x[3]=0
T[3]=temperature(Water,x=x[3],P=P[3])
P[3]=pressure(Water,h=h[3],x=x[3])
s[3]=entropy(Water,T=T[3],x=x[3])
phi[3]=(h[3]-h[0])-T[0]*(s[3]-s[0])
E[3]=m_dot[3]*h[3]
Ex[3]=m_dot[3]*phi[3]
{.....}
```

```

"Steam separator low pressure"
P[4]=427.5699 [kPa]
T[4]= 419.19 [K]
x[4]=1
m_dot[4]=788.19 [kg/s]
h[4]=614.48 [kJ/kg]
s[4]=entropy(Water,h=h[4],P=P[4])
phi[4]=(h[4]-h[0])-T[0]*(s[4]-s[0])
E[4]=m_dot[4]*h[4]
Ex[4]=m_dot[4]*phi[4]
P[5]=203.9783 [kPa]
T[5]=393.76 [K]
x[5]=1
m_dot[5]=37.38 [kg/s]
h[5]=2669.27 [kJ/kg]
s[5]=entropy(Water,T=T[5],x=x[5])
phi[5]=(h[5]-h[0])-T[0]*(s[5]-s[0])
E[5]=m_dot[5]*h[5]
Ex[5]=m_dot[5]*phi[5]
m_dot[5]+m_dot[6]=m_dot[4]
m_dot[5]*h[5]+m_dot[6]*h[6]=m_dot[4]*h[4]
x[6]=0
T[6]=temperature(Water,x=x[6],P=P[6])
P[6]=pressure(Water,h=h[6],x=x[6])
s[6]=entropy(Water,T=T[6],x=x[6])
phi[6]=(h[6]-h[0])-T[0]*(s[6]-s[0])
E[6]=m_dot[6]*h[6]
Ex[6]=m_dot[6]*phi[6]
"Manifold analysis-thermal tank"
T[7]=(m_dot[3]*T[3]+m_dot[6]*T[6])/(m_dot[3]+m_dot[6])
m_dot[7]=m_dot[3]+m_dot[6]
m_dot[7]*h[7]=m_dot[3]*h[3]+m_dot[6]*h[6]
P[7]=pressure(Water,T=T[7],x=x[7])
x[7]=0
s[7]=entropy(Water,T=T[7],x=x[7])
phi[7]=(h[7]-h[0])-T[0]*(s[7]-s[0])
E[7]=m_dot[7]*h[7]
Ex[7]=m_dot[7]*phi[7]
"Thermal tank"
m_dot[7]=m_dot[8]
m_dot[9]=m_dot[10]
T[9]=333.15 [K]
m_dot[9]=0.093 [kg/s]
h[9]=enthalpy(Water,x=x[9],T=T[9]) {.....Este nodo se ingresan datos.....}
P[9]=pressure(Water,T=T[9],x=x[9])
x[9]=0
s[9]=entropy(Water,T=T[9],x=x[9])
phi[9]=(h[9]-h[0])-T[0]*(s[9]-s[0])
E[9]=m_dot[9]*h[9]
Ex[9]=m_dot[9]*phi[9]
x[8]=0

T[8]=temperature(Water,h=h[8],x=x[8])
h[8]=enthalpy(Water,P=P[8],x=x[8])
P[8]=P[7]
s[8]=entropy(Water,T=T[8],x=x[8])
phi[8]=(h[8]-h[0])-T[0]*(s[8]-s[0])
E[8]=m_dot[8]*h[8]
Ex[8]=m_dot[8]*phi[8]
x[10]=0
P[10]=P[9]
s[10]=entropy(Water,T=T[10],x=x[10])
phi[10]=(h[10]-h[0])-T[0]*(s[10]-s[0])
E[10]=m_dot[10]*h[10]
Ex[10]=m_dot[10]*phi[10]
cp_78=(h[7]-h[8])/(T[7]-T[8])

```

```

cp_910=(h[9]-h[10])/(T[9]-T[10])
Call shx(epsilon_shx, m_dot[7], m_dot[9],T[7],T[9],cp_910,cp_78:T[10],T[8],Q_dot_tank)
epsilon_shx=0.6
"Pump 1"
eta_pump=0.9
m_dot[11]=m_dot[10]
T[11]=T[10] {.....pharametric.....}
v[10]=volume(Water,T=T[10],x=x[10])
swp1=v[10]*(P[11]-P[10])/eta_pump
h[11]=h[10]+swp1
W_dot_pump1=m_dot[10]*(h[11]-h[10])
P[11]=pressure(Water,T=T[11],x=x[11])
x[11]=1
s[11]=entropy(Water,T=T[11],x={x[11]})0
phi[11]=(h[11]-h[0])-T[0]*(s[11]-s[0])
E[11]=m_dot[11]*h[11]
Ex[11]=m_dot[11]*phi[11]
"!CYCLE OF AMMONIA-WATER;"
"Input"
x[12]=0.55
Q[12]=0
m_dot[12]=0.031 [kg/s]
T[12]=303.15 [K]
h[12]=enthalpy(NH3H2O,T=T[12],x=x[12],Q=Q[12])
P[12]=pressure(NH3H2O,T=T[12],x=x[12],Q=Q[12])
s[12]=entropy(NH3H2O,T=T[12],P=P[12],Q=Q[12])
phi[12]=(h[12]-h[41])-T[41]*(s[12]-s[41])
E[12]=m_dot[12]*h[12]
Ex[12]=m_dot[12]*phi[12]
x[24]=0
m_dot[24]=1.468 [kg/s]
T[24]=308.15 [K]
h[24]=enthalpy(Water,P=P[24],T=T[24])
s[24]=entropy(Water,T=T[24],x=x[24])
phi[24]=(h[24]-h[0])-T[0]*(s[24]-s[0])
E[24]=m_dot[24]*h[24]
Ex[24]=m_dot[24]*phi[24]
x[32]=0
m_dot[32]=0.355 [kg/s]
T[32]=285.15 [K]
h[32]=enthalpy(Water,T=T[32],x=x[32])
s[32]=entropy(Water,T=T[32],x=x[32])
phi[32]=(h[32]-h[0])-T[0]*(s[32]-s[0])
E[32]=m_dot[32]*h[32]
Ex[32]=m_dot[32]*phi[32]

T[37]=318.15 [K]
rh[37]=0.15
P[37]=101.325 [kPa]
h[37]=enthalpy(AirH2O,T=T[37],R=rh[37],P=P[37])
P[12]=Plow
P[13]=Phigh
P[14]=Phigh
P[15]=Phigh
P[16]=Phigh
P[17]=Plow
P[18]=Phigh
P[19]=Phigh
P[20]=Phigh
P[21]=Phigh
P[22]=Plow
P[23]=Plow
P[24]=Plow
P[25]=Plow
P[26]=Phigh
P[27]=Phigh

```



```

P[28]=Phigh
P[29]=Phigh
P[30]=Phigh
P[32]=Plow
P[33]=Plow
"Absorber"
m_dot[12]=m_dot[17]+m_dot[23]
m_dot[24]=m_dot[25]
m_dot[12]*h[12]+Qabs=m_dot[17]*h[17]+m_dot[23]*h[23]
Qabs=m_dot[24]*(h[25]-h[24])
T[25]=temperature(Water,x=x[25],h=h[25])
x[25]=0
s[25]=entropy(Water,P=P[25],T=T[25])
phi[25]=(h[25]-h[0])-T[0]*(s[25]-s[0])
E[25]=m_dot[25]*h[25]
Ex[25]=m_dot[25]*phi[25]
"Pump 2"
m_dot[12]=m_dot[13]
swp2=v[12]*(P[13]-P[12])/eta_pump
h[13]=h[12]+swp2
W_dot_pump2=m_dot[12]*(h[13]-h[12])
v[12]=volume(NH3H2O,T=T[12],Q=Q[12],x=x[12])
P[13]=pressure(NH3H2O,T=T[13],x=x[13],Q=Q[13])
T[13]=T[12]
x[13]=1
Q[13]=1
s[13]=entropy(NH3H2O,T=T[13],x=0.55,Q=0)
phi[13]=(h[13]-h[41])-T[41]*(s[13]-s[41])
E[13]=m_dot[13]*h[13]
Ex[13]=m_dot[13]*phi[13]
"Exchanger Abs"
DELTAx=0.1
x[12]-x[15]=DELTAx
m_dot[13]=m_dot[14]
m_dot[15]=m_dot[16]
m_dot[15]=0.9*m_dot[14]
x[13]=x[14]
x[15]=x[16]

h[14]=enthalpy(NH3H2O,P=P[14],T=T[14],x=0.55)
h[15]=enthalpy(NH3H2O,P=P[15],x=x[15],Q=Q[15])
T[15]=temperature(NH3H2O,P=P[15],x=x[15],Q=Q[15])
T[16]=temperature(NH3H2O,P=P[16],h=h[16],x=x[16])
Q[14]=0
s[14]=entropy(NH3H2O,Q=Q[14],P=P[14],{x=x[14]}h=h[14])
phi[14]=(h[14]-h[41])-T[41]*(s[14]-s[41])
E[14]=m_dot[14]*h[14]
Ex[14]=m_dot[14]*phi[14]
Q[15]=0
s[15]=entropy(NH3H2O,Q=Q[15],T=T[15],x=x[15])
phi[15]=(h[15]-h[41])-T[41]*(s[15]-s[41])
E[15]=m_dot[15]*h[15]
Ex[15]=m_dot[15]*phi[15]
Q[16]=0
s[16]=entropy(NH3H2O,Q=Q[16],T=T[16],x=x[16])
phi[16]=(h[16]-h[41])-T[41]*(s[16]-s[41])
E[16]=m_dot[16]*h[16]
Ex[16]=m_dot[16]*phi[16]
cp_1314=(h[13]-h[14])/(T[13]-T[14])
cp_1516=(h[15]-h[16])/(T[15]-T[16])
Call shx(epsilon_shx1, m_dot[13], m_dot[15],T[13],T[15],cp_1516,cp_1314:T[14],T[16],Q_dot_shx)
epsilon_shx1=0.34 {Modificar}
"Expansion valve"
m_dot[17]=m_dot[16]
h[17]=h[16]
x[17]=0.40 {.....modificar}

```

```

Q[17]=0
T[17]=temperature(NH3H2O,P=P[17],x=x[17],h=h[17])
s[17]=entropy(NH3H2O,Q=Q[17],P=P[17],h=h[17])
phi[17]=(h[17]-h[41])-T[41]*(s[17]-s[41])
E[17]=m_dot[17]*h[17]
Ex[17]=m_dot[17]*phi[17]
"Generator"
m_dot[18]=m_dot[17]-m_dot[17]*{x[18]}0.7
m_dot[19]=m_dot[18]*{x[19]}0.03
Qgen=m_dot[11]*(h[11]-h[9])
Qgen2=m_dot[15]*h[15]+m_dot[18]*h[18]-m_dot[14]*h[14]-m_dot[19]*h[19]
Q[18]=0.999
x[18]=0.98
h[18]=enthalpy(NH3H2O,x=x[18],P=P[18],Q=Q[18])
T[18]=temperature(NH3H2O,h=h[18],P=P[18],x=x[18])
Q[19]=0
x[19]=0.29
h[19]=enthalpy(NH3H2O,x=x[19],P=P[19],Q=Q[19])
T[19]=T[18]
s[18]=entropy(NH3H2O,Q=Q[18],P=P[18],h=h[18])
phi[18]=(h[18]-h[41])-T[41]*(s[18]-s[41])
E[18]=m_dot[18]*h[18]
Ex[18]=m_dot[18]*phi[18]
s[19]=entropy(NH3H2O,{Q=Q[19]}x=x[19],P=P[19],h=h[19])
phi[19]=(h[19]-h[41])-T[41]*(s[19]-s[41])
E[19]=m_dot[19]*h[19]
Ex[19]=m_dot[19]*phi[19]
"Rectifier"
m_dot[26]=m_dot[25]
T[25]=T[26]

v[25]=volume(Water,T=T[25],P=P[25])
swp3=v[25]*(P[26]-P[25])/eta_pump
h[26]=h[25]+swp3
W_dot_pump3=m_dot[25]*(h[26]-h[25])
s[26]=entropy(Water,T=T[26],P=P[26])
phi[26]=(h[26]-h[0])-T[0]*(s[26]-s[0])
E[26]=m_dot[26]*h[26]
Ex[26]=m_dot[26]*phi[26]
T[27]=T[26]
T[28]=T[27]
h[27]=h[26]
h[28]=h[27]
m_dot[26]=m_dot[27]+m_dot[28]
m_dot[27]=m_dot[26]/2
s[27]=entropy(Water,T=T[27],P=P[27])
phi[27]=(h[27]-h[0])-T[0]*(s[27]-s[0])
E[27]=m_dot[27]*h[27]
Ex[27]=m_dot[27]*phi[27]
s[28]=entropy(Water,T=T[28],P=P[28])
phi[28]=(h[28]-h[0])-T[0]*(s[28]-s[0])
E[28]=m_dot[28]*h[28]
Ex[28]=m_dot[28]*phi[28]
m_dot[18]=m_dot[19]+m_dot[20]
m_dot[28]=m_dot[29]
m_dot[18]*h[18]=m_dot[19]*h[19]+m_dot[20]*h[20]+Qrect
Qrect=m_dot[28]*(h[29]-h[28])
h[20]=enthalpy(Ammonia,P=P[20],x=x[20])
x[20]=0.86
s[20]=entropy(NH3H2O,h=h[20],P=P[20],x=x[20])
phi[20]=(h[20]-h[41])-T[41]*(s[20]-s[41])
E[20]=m_dot[20]*h[20]
Ex[20]=m_dot[20]*phi[20]
cp_1820=(h[18]-h[20])/(T[18]-T[20])
cp_2829=(h[28]-h[29])/(T[28]-T[29])
Call shx(epsilon_shx8, m_dot[18], m_dot[28],T[18],T[28],cp_1820,cp_2829:T[29],T[20],Q_dot_rect)

```

```

epsilon_shx8=0.85 {Modificar}
s[29]=entropy(Water,T=T[29],P=P[29])
phi[29]=(h[29]-h[0])-T[0]*(s[29]-s[0])
E[29]=m_dot[29]*h[29]
Ex[29]=m_dot[29]*phi[29]
"Condenser"
m_dot[20]=m_dot[21]
m_dot[27]=m_dot[30]
m_dot[20]*h[20]+Qcond=m_dot[21]*h[21]
Qcond=m_dot[27]*(h[30]-h[27])
cp_2021=(h[20]-h[21])/(T[20]-T[21])
cp_2730=(h[27]-h[30])/(T[27]-T[30])
Call shx(epsilon_con, m_dot[20], m_dot[27],T[20],T[27],cp_2730,cp_2021:T[21],T[30],Q_dot_con)
epsilon_con=0.7 {Modificar}
h[21]=enthalpy(NH3H2O,P=P[21],x=x[21],Q=Q[21])
x[21]=0.04
Q[21]=0
s[21]=entropy(NH3H2O,P=P[21],x=x[21],h=h[21])
phi[21]=(h[21]-h[41])-T[41]*(s[21]-s[41])
E[21]=m_dot[21]*h[21]
Ex[21]=m_dot[21]*phi[21]
s[30]=entropy(NH3H2O,h=h[30],P=P[30],x=x[30])
phi[30]=(h[30]-h[0])-T[0]*(s[30]-s[0])
E[30]=m_dot[30]*h[30]
Ex[30]=m_dot[30]*phi[30]
x[30]=0
Q[30]=0
T[31]=(m_dot[29]*T[29]+m_dot[30]*T[30])/(m_dot[29]+m_dot[30])
m_dot[31]=m_dot[29]+m_dot[30]
m_dot[31]*h[31]=m_dot[29]*h[29]+m_dot[30]*h[30]
P[31]={pressure(Water,T=T[31],x=x[31]) }P[30]
x[31]=0
s[31]=entropy(Water,h=h[31],P=P[31])
phi[31]=(h[31]-h[0])-T[0]*(s[31]-s[0])
E[31]=m_dot[31]*h[31]
Ex[31]=m_dot[31]*phi[31]
"Expansion Valve"
m_dot[21]=m_dot[22]
h[21]=h[22]
x[22]=0
T[22]=temperature(Ammonia,x=x[22],P=P[22])
s[22]=entropy(Ammonia,h=h[22],P=P[22])
phi[22]=(h[22]-h[40])-T[40]*(s[22]-s[40])
E[22]=m_dot[22]*h[22]
Ex[22]=m_dot[22]*phi[22]
"Evaporator"
x[23]=0.99995
Q_dot_evap=m_dot[23]*(h[23]-h[22])
h[23]=enthalpy(NH3H2O,x=x[23],T=T[23],Q=Q[23])
T[23]=temperature(NH3H2O,P=P[23],Q=Q[23],x=x[23])
Q[23]=1
s[23]=entropy(Ammonia,h=h[23],P=P[23])
phi[23]=(h[23]-h[40])-T[40]*(s[23]-s[40])
E[23]=m_dot[23]*h[23]
Ex[23]=m_dot[23]*phi[23]
m_dot[32]=m_dot[33]
cp_2223=(h[23]-h[22])/(T[23]-T[22])
cp_3233=(h[32]-h[33])/(T[32]-T[33])
Call shx(epsilon_eva, m_dot[32], m_dot[22],T[32],T[22],cp_2223,cp_3233:T[23],T[33],Qeva)
epsilon_eva=0.6 {Modificar}
s[33]=entropy(Water,h=h[33],P=P[33])
phi[33]=(h[33]-h[0])-T[0]*(s[33]-s[0])
E[33]=m_dot[33]*h[33]
Ex[33]=m_dot[33]*phi[33]
"!.....HEAT EXCHANGER GROUNDWATER.....;"
m_dot[33]=m_dot[34]

```

```

m_dot[32]=m_dot[35]
m_dot[33]*h[33]+m_dot[35]*h[35]=m_dot[34]*h[34]+m_dot[32]*h[32]
x[33]=x[34]
x[32]=x[35]
x[33]=0
P[33]=P[34]
P[32]=P[35]
cp_3334=(h[33]-h[34])/(T[33]-T[34])
cp_3235=(h[32]-h[35])/(T[32]-T[35])
T[34]=T[33]+0.4
Call shx(epsilon_shxg, m_dot[33], m_dot[35],T[33],T[35],cp_3235,cp_3334:T[32],T[34],Q_dot_shxg)
epsilon_shxg=0.3 {Modificar}
s[34]=entropy(Water,h=h[34],x=x[34])
phi[34]=(h[34]-h[0])-T[0]*(s[34]-s[0])
E[34]=m_dot[34]*h[34]
Ex[34]=m_dot[34]*phi[34]

s[35]=entropy(Water,T=T[35],P=P[35])
phi[35]=(h[35]-h[0])-T[0]*(s[35]-s[0])
E[35]=m_dot[35]*h[35]
Ex[35]=m_dot[35]*phi[35]
"!.....HVAC.....;"
m_dot[34]=m_dot[36]
m_dot[37]=m_dot[35]
P[36]=P[37]
rh[36]=rh[37]-0.05
cp_3436=(h[34]-h[36])/(T[34]-T[36])
cp_3537=(h[35]-h[37])/(T[35]-T[37])
Call shx(epsilon_hvac, m_dot[34], m_dot[37],T[34],T[37],cp_3537,cp_3436:T[36],T[35],Q_dot_hvac)
epsilon_hvac=0.6 {Modificar}
s[37]=entropy(AirH2O,T=T[37],R=rh[37],P=P[37])
phi[37]=(h[37]-h[42])-T[42]*(s[37]-s[42])
E[37]=m_dot[37]*h[37]
Ex[37]=m_dot[37]*phi[37]
s[36]=entropy(AirH2O,T=T[36],R=rh[36],P=P[36])
phi[36]=(h[36]-h[42])-T[42]*(s[36]-s[42])
E[36]=m_dot[36]*h[36]
Ex[36]=m_dot[36]*phi[36]
COP_DC=Q_dot_evap/(Qgen+W_dot_pump1+W_dot_pump2+W_dot_pump3)
COP_chiller=Q_dot_evap/Qgen2
COP_revDC=(1-(T[0]/T[11]))*(T[33]/(T[0]-T[33]))
gamma_vacDC=COP_DC/COP_revDC
gamma_sys=(m_dot[32]*(phi[33]-phi[32]))/(m_dot[11]*(phi[11]-phi[10])+(W_dot_pump1+W_dot_pump2+W_dot_pump3))
Q_cooling=(E[7]*COP_DC)/(8*7)
Efficiencyenergy=(Qgen+Q_dot_evap+Qabs-Q_dot_con+W_dot_pump1+W_dot_pump2+W_dot_pump3)/(m_dot[11]*h[11])
"Economic analysis"
C_heatexchanger=30000 [$]
C_thermaltank=50255 [$]
"Ecology analysis"
SustainabilityIndex=1/(1-(gamma_vacDC/100))
SustainabilityIndex2=1/(1-gamma_sys)
SustainabilityIndex3=1/(1-0.0027)
"EXERGY TOTAL"
P_dot_abs=Qabs*(1-(T[0]/T[25]))
F_dot_abs=m_dot[17]*phi[17]+m_dot[23]*phi[23]-m_dot[12]*phi[12]
P_dot_valve1=m_dot[17]*phi[17]
F_dot_valve1=m_dot[16]*phi[16]
P_dot_pump1=m_dot[10]*(phi[11]-phi[10])
F_dot_pump1=W_dot_pump1
P_dot_shx=m_dot[13]*phi[13]+m_dot[14]*phi[14]
F_dot_shx=m_dot[15]*phi[15]+m_dot[16]*phi[16]
P_dot_gen=m_dot[15]*phi[15]+m_dot[18]*phi[18]-m_dot[14]*phi[14]-m_dot[19]*phi[19]
F_dot_gen=Qgen*(1-(T[0]/T[11]))
P_dot_rec=m_dot[29]*phi[29]-m_dot[28]*phi[28]-m_dot[18]*phi[18]
F_dot_rec=m_dot[19]*phi[19]+m_dot[20]*phi[20]
F_dot_cond=m_dot[20]*(phi[20]-phi[21])

```

```
P_dot_cond=m_dot[27]*(phi[30]-phi[27])
F_dot_valve2=m_dot[21]*phi[21]
P_dot_valve2=m_dot[22]*phi[22]
F_dot_eva=m_dot[32]*(phi[33]-phi[32])
P_dot_eva=m_dot[22]*(phi[22]-phi[23])
F_dot_tank=m_dot[7]*phi[7]-m_dot[8]*phi[8]
P_dot_tank=m_dot[10]*phi[10]-m_dot[9]*phi[9]
P_dot_pump2=m_dot[12]*(phi[13]-phi[12])
F_dot_pump2=W_dot_pump2
P_dot_pump3=m_dot[25]*(phi[26]-phi[25])
```

Referencias

- Abbasi, Y., Baniasadi, E., & Ahmadikia, H. (2016). Performance Assessment of a Hybrid Solar-Geothermal Air Conditioning System for Residential Application: Energy, Exergy, and Sustainability Analysis. *International Journal of Chemical Engineering*, 2016. <https://doi.org/10.1155/2016/5710560>
- 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(PA), 125245. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125245>
- Abushamah, A. H. S., & Skoda, R. (2022). Nuclear energy for district cooling systems e Novel approach and its eco-environmental assessment method. *Energy*, 250, 123824. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123824>
- Adewusi, S. A., & Zubair, S. M. (2004). Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems. *Energy Conversion and Management*, 45(15–16), 2355–2369. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2003.11.020>
- Aguilar-Jiménez, J. A., Velázquez, N., López-Zavala, R., González-Uribe, L. A., Beltrán, R., & Hernández-Callejo, L. (2019). Simulation of a Solar-Assisted Air-Conditioning System Applied to a Remote School. *Applied Sciences (MDPI)*, 9, 3398. <https://doi.org/10.3390/app9163398>
- Alghool, D. M., Elmekawy, T. Y., Haouari, M., & Elomri, A. (2020). Optimization of design and operation of solar assisted district cooling systems. *Energy Conversion and Management: X*, 6(November 2019), 100028. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2019.100028>
- 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(October 2019), 112426. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112426>
- Al-Sundany, K., Al-Saády Ahmed, F., & Al-Sudany Alaa, H. (2013). Calculation of Underground Soil Temperature for the Installation of Ground Heat Exchange Systems in Baghdad. *The 20th Scientific Conference of College of Education*, 2, 942–951. <https://doi.org/https://www.researchgate.net/publication/329044575>
- Ambriz-Díaz, V. M., Rubio-Maya, C., Chávez, O., Ruiz-Casanova, E., & Pastor-Martínez, E. (2021). Thermodynamic performance and economic feasibility of Kalina, Goswami and Organic Rankine Cycles coupled to a polygeneration plant using geothermal energy of low-grade temperature. *Energy Conversion and Management*, 243. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114362>
- ANSYS. (2009). *ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide*. https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm
- ASHRAE. (2013). District Cooling Guide. In *ASHRAE* (Vol. 38, Issue 11). <https://doi.org/10.4324/9781315371634>
- ASHRAE 55.1. (2020). *CBE Thermal Comfort Tool for*. <https://comfort.cbe.berkeley.edu/ranges>

- Asim, M., Dewsbury, J., & Kanan, S. (2016). TRNSYS Simulation of a Solar Cooling System for the Hot Climate of Pakistan. *Energy Procedia*, 91, 702–706. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.233>
- ASME. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 130(July 2008), 1–4. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>
- Augusto, G. L., & Culaba, A. B. (2019). Identification of design criteria for district cooling distribution network with loop-type system. *Energy Procedia*, 158, 2132–2138. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.610>
- Ayala, R., Frías, J. L., Lam, L., Heard, C. L., & Holland, F. A. (1994). Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy. *Heat Recovery Systems & CHP*, 14(4), 437–446. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332\(94\)90047-7](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332(94)90047-7)
- Ayou, D. S., & Eveloy, V. (2020). Energy, exergy and exergoeconomic analysis of an ultra low-grade heat-driven ammonia-water combined absorption power-cooling cycle for district space cooling, sub-zero refrigeration, power and LNG regasification. *Energy Conversion and Management*, 213(March), 112790. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112790>
- Balboa-Fernández, M., de Simón-Martín, M., González-Martínez, A., & Rosales-Asensio, E. (2020). Analysis of District Heating and Cooling systems in Spain. *Energy Reports*, 6, 532–537. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.11.202>
- Bejmak, S. M., & Sefiri, V. S. (2011). Analysis of District Cooling and Determination of Optimal Depth of Laying Pipelines with Cold Water in The District Cooling. *11th International Conference Research and Development in Mechanical Industry RaDMI 2011*, 1087–1096.
- Bell, A. (2007). HVAC Equations, Data and Rules of Thumb. In *McGraw-Hill* (second). McGrawHill.
- Ben, N., Hajji, N., & El Ganaoui, M. (2021). Thermodynamic Analysis and Simulation of the Absorption Refrigeration System. *Environmental Science and Engineering*, 511–516. https://doi.org/10.1007/978-3-030-51210-1_81
- Best B, R., Aceves, J. M., Islas, J. M., Manzini, F. L., Pilatowsky, I., Scoccia, R., & Motta, M. (2013). Solar cooling in the food industry in Mexico : A case study. *Applied Thermal Engineering*, 50(2), 1447–1452. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.036>
- Best, R., Heard, C. L., Fernández, H., & Siqueiros, J. (1986). Developments in Geothermal Energy in México-Part five: the commissioning of an ammonia/water asorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy. *Heat Recovery System*, 6(3), 209–216. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0198-7593\(86\)90004-4](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0198-7593(86)90004-4)
- Best, R., Heard, C. L., Peña, P., Fernández, H., & Holland, F. A. (1990). Developments in geothermal energy in México-part twenty six: experimental assessment of an ammonia/water absorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy. *Heat Recovery System*, 10(1), 61–70. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332\(90\)90251-E](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0890-4332(90)90251-E)
- Bilardo, M., Sandrone, F., Zanzottera, G., & Fabrizio, E. (2021). Modelling a fifth-generation bidirectional low temperature district heating and cooling (5GDHC) network for nearly Zero

- Energy District (nZED). *Energy Reports*, 7, 8390–8405. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.04.054>
- Bisoniya, T. S. (2015). Design of earth – air heat exchanger system. *Geothermal Energy*. <https://doi.org/10.1186/s40517-015-0036-2>
- Bloomquist, R. G. (2000). Geothermal District Energy System Analysis, Design, and Development. *World Geothermal Congress 2000*, 213–251.
- Boache, P. J. (1994). Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. *Journal of Fluids Engineering*, 116(3), 405–413. <https://doi.org/10.1115/1.2910291>
- Bordignon, S., Quaggiotto, D., Vivian, J., Emmi, G., Carli, M. De, & Zarrella, A. (2022). A solar-assisted low-temperature district heating and cooling network coupled with a ground-source heat pump Seasonal Coefficient of Performance. *Energy Conversion and Management*, 267(June), 115838. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115838>
- Brumana, G., & Franchini, G. (2016). Solar-Powered Air Conditioning for Buildings in Hot Climates : Desiccant Evaporative Cooling vs . Absorption Chiller-based Systems. *Energy Procedia*, 101(September), 288–296. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.037>
- Buffa, S., Cozzini, M., Antoni, M. D., Baratieri, M., & Fedrizzi, R. (2019). 5th generation district heating and cooling systems : A review of existing cases in Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104(February), 504–522. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>
- Cadenas, R. (2010). ¿Cómo hacer proyectos geotérmicos? In *Foro de regulación de energías renovables*. <https://doi.org/https://www.cre.gob.mx/documento/2026.pdf>
- Calderoni, M., Babu, B., Dourlens-Qaranta, S., Lennard, Z., Rama, M., Sreekumar, B. B., Lennard, Z., Rama, M., Klobut, K., Wang, Z., Duan, X., Zhang, Y., Nilsson, J., & Hargo, L. (2019). *Sustainable District Cooling Guidelines*. https://doi.org/https://www.iea-dhc.org/fileadmin/documents/Annex_XII/2020_IEA_DHC_Sustainable_District_Cooling_Guidelines_new_design.pdf
- 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, M., Macaluso, A., Piacentino, A., & Vanoli, L. (2016). Exergetic and exergoeconomic analysis of a novel hybrid solar – geothermal polygeneration system producing energy and water. *Energy Conversion and Management*, 115, 200–220. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.029>
- Cao, Y., Dhahad, H. A., Togun, H., Hussien, H. M., Anqi, A. E., Farouk, N., Issakhov, A., & feili, M. (2021). Thermodynamic and economic assessments and multi-criteria optimization of a novel poly-generation plant using geothermal energy and multi heat recovery technique. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(55), 27851–27873. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.06.063>
- Carotenuto, A., Figaj, R. D., & Vanoli, L. (2017). A novel solar-geothermal district heating, cooling and domestic hot water system: Dynamic simulation and energy-economic analysis. In *Energy* (Vol. 141). <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 for an Agro-Industrial Application. *Energy Procedia*, 148, 328–335. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.085>
- Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J., Coleman, H., & Raad, P. E. (2008). Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 130(7), 0780011–0780014. <https://doi.org/10.1115/1.2960953/444689>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2013). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (McGraw-Hill, Ed.; 6th ed.). McGraw-Hill.
- Chaiyat, N. (2021). A multigeneration system of combined cooling, heating, and power (CCHP) for low-temperature geothermal system by using air cooling. *Thermal Science and Engineering Progress*, 21. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100786>
- Chen, J. F., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2017). Experimental and analytical study on an air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller driven by evacuated glass tube solar collector for cooling application in residential buildings. *Solar Energy*, 151, 110–118. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.029>
- Chijioke, N. S. (2010). Use of energy method to simulate the performance of LiBr/H₂O absorption system. *Nigerian Journal of Technology*, 29(1), 77–85.
- Circle, T. (2013). *2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals*.
- Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de generación, gerencia de proyectos geotermoeléctricos, subgerencia de estudios. (2010). *INFORME PREVENTIVO Perforación exploratoria en la zona geotérmica Nuevo León, B.C.* <https://doi.org/https://sinat.semarnat.gob.mx/dgiraDocs/documentos/bc/estudios/2010/02BC2010E0001.pdf>
- Comisión Reguladora de Energía, M. (2024, February 28). *Factor de emisión del sistema eléctrico nacional 2023*. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/895937/Aviso_FE-SEN23.pdf
- DiPippo, R. (2012). Cerro Prieto Power Station, Baja California Norte, Mexico. In *Geothermal Power Plants* (Third). <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-098206-9.00013-0>
- Dominković, D. F., Bin Abdul Rashid, K. A., Romagnoli, A., Pedersen, A. S., Leong, K. C., Krajačić, G., & Duić, N. (2017). Potential of district cooling in hot and humid climates. *Applied Energy*, 208(August), 49–61. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.09.052>
- El Haj Assad, M., Tawalbeh, M., Salameh, T., & Al-Othman, A. (2018). Thermodynamic analysis of lithium bromide absorption chiller driven by geothermal energy. *5th International Conference on Renewable Energy: Generation and Application, ICREGA 2018, 2018-Janua*, 76–81. <https://doi.org/10.1109/ICREGA.2018.8337607>
- Espinosa-Cardena, J. M., & Campos-Enriquez, J. O. (2008). Curie point depth from spectral analysis of aeromagnetic data from Cerro Prieto geothermal area , Baja California , México. *Journal of Volcanology and Geothermal Research*, 176, 601–609. <https://doi.org/10.1016/j.jvolgeores.2008.04.014>

- Euroheat & Power. (2006). Ecoheatcool WP5: Possibilities with more district cooling in Europe. In *Ecoheatcool project deliverable*.
- Eveloy, V., & Ayou, D. S. (2019). Sustainable district cooling systems: Status, challenges, and future opportunities, with emphasis on cooling-dominated regions. *Energies*, 12(2). <https://doi.org/10.3390/en12020235>
- Ezzat, M. F., & Dincer, I. (2016). Energy and exergy analyses of a new geothermal-solar energy based system. *Solar Energy*, 134, 95–106. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.04.029>
- Fernández, J. M. (2012). *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos : introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos*. Editorial Reverté.
- Ferwati, M. S., Ahmad, A. M., Takalkar, G. D., & Bicer, Y. (2021). Energy and exergy analysis of parallel flow double effect H₂O-[mmim][DMP] absorption refrigeration system for solar powered district cooling. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28(August), 101382. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101382>
- Fox, D. B., Sutter, D., & Tester, J. W. (2011). The thermal spectrum of low-temperature energy use in the United States. *Energy and Environmental Science*, 4(10), 3731–3740. <https://doi.org/10.1039/c1ee01722e>
- Franco Gutiérrez, D. D., & Isaza Roldán, C. A. (2018). Metodología Rápida para la Modelación de Chillers de Absorción Uniefecto en el Entorno de Simulación de TRNSYS. *AVANCES: Investigación En Ingeniería*, 15(1), 302–317. <https://doi.org/10.18041/1794-4953/avances.1.4741>
- Galindo-Luna, Y. R., Gómez-Arias, E., Romero, R. J., Venegas-Reyes, E., Montiel-González, M., Unland-Weiss, H. E. K., Pacheco-Hernández, P., González-Fernández, A., & Díaz-Salgado, J. (2018). Hybrid solar-geothermal energy absorption air-conditioning system operating with NaOH-H₂O-Las tres vírgenes (Baja California Sur), “La Reforma” case. *Energies*, 11(5). <https://doi.org/10.3390/en11051268>
- García Cueto, R., Santillán Soto, N., & Ojeda-Benítez, S. (2012). Balance Radiativo y sus Consecuencias en el comportamiento térmico en tiraderos municipales: Estudio de caso en la ciudad de Mexicali, B.C., México. *Revista Internacional de Contaminacion Ambiental*, 28(SUPPL 1), 107–115. https://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0188-49992012000500015
- García, D. (2017). *Análisis térmico de un intercambiador de calor tierra-aire (EAHE)* [Bachelor]. Instituto Tecnológico Superior de Misantla.
- Garimella, S., Ponkala, M. J., Goyal, A., & Staedter, M. A. (2019). Waste-heat driven ammonia-water absorption chiller for severe ambient operation. *Applied Thermal Engineering*, 154(February), 442–449. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.098>
- Gautier, A., Wetter, M., & Sulzer, M. (2022). Resilient cooling through geothermal district energy system. *Applied Energy*, 325(April), 119880. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.119880>
- Ghiasirad, H., Asgari, N., Khoshbakhti Saray, R., & Mirmasoumi, S. (2021a). Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with

- a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer. *Energy Conversion and Management*, 235. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113969>
- Ghiasi-rad, H., Asgari, N., Khoshbakhti Saray, R., & Mirmasoumi, S. (2021b). Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer. *Energy Conversion and Management*, 235. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113969>
- Ghilardi, L. M. P., Castelli, A. F., Moretti, L., Morini, M., & Martelli, E. (2021). Co-optimization of multi-energy system operation, district heating/cooling network and thermal comfort management for buildings. *Applied Energy*, 302(August), 117480. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117480>
- Gholizadeh, T., Vajdi, M., & Rostamzadeh, H. (2020). A new trigeneration system for power, cooling, and freshwater production driven by a flash-binary geothermal heat source. *Renewable Energy*, 148, 31–43. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.11.154>
- Gnaifaid, H., & Ozcan, H. (2021). Development and multiobjective optimization of an integrated flash-binary geothermal power plant with reverse osmosis desalination and absorption refrigeration for multi-generation. *Geothermics*, 89(March). <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101949>
- Google Maps. (n.d.). Retrieved September 26, 2024, from https://www.google.com/maps/@32.3995139,-115.2378204,147m/data=!3m1!1e3?entry=tту&g_ep=EgoyMDI0MDkyNC4wIKXMDSOASA FQAw%3D%3D
- Goyal, A., Staedter, M. A., Hoysall, D. C., Ponkala, M. J., & Garimella, S. (2017). Experimental evaluation of a small-capacity , waste-heat driven ammonia-water absorption chiller Évaluation expérimentale d ' un refroidisseur à absorption à ammoniac-eau de faible puissance alimenté par de la chaleur perdue. *International Journal of Refrigeration*, 79, 89–100. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.006>
- Gutiérrez-Negrín, L. C. A. (2024). Evolution of worldwide geothermal power 2020–2023. In *Geothermal Energy* (Vol. 12, Issue 1). Springer Science and Business Media Deutschland GmbH. <https://doi.org/10.1186/s40517-024-00290-w>
- Hafsi, Z. (2021). Accurate explicit analytical solution for Colebrook-White equation. *Mechanics Research Communications*, 111. <https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2020.103646>
- Han, B. C., Cheng, W. L., Nian, Y. L., Yang, L., & Zhao, R. (2019). Evaluation of an ammonia-water absorption long-distance cooling/heating system for enhanced geothermal resources. *Energy Conversion and Management*, 192(January), 346–358. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.050>
- Hernández-Magallanes, J. A., Ibarra-Bahena, J., Rivera, W., Romero, R. J., Gómez-Arias, E., Dehesa-Carrasco, U., Espinoza-Ojeda, O. M., & Chandran, S. K. (2019). Thermodynamic analysis of a half-effect absorption cooling system powered by a low-enthalpy geothermal source. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(6). <https://doi.org/10.3390/app9061220>

- Hernández-Martínez, E., Avitia Carlos, P., Cisneros Solís, J. I., & Prieto Avalos, M. (2019). Net power output and thermal efficiency data for single and double flash cycles of Cerro Prieto geothermal power plants. *Data in Brief*, 27, 104698. <https://doi.org/10.1016/J.DIB.2019.104698>
- Hernández-Martínez, E., Avitia Carlos, P., Cisneros Solís, J. I., & Prieto Avalos, M. (2020). Thermodynamic simulation and mathematical model for single and double flash cycles of Cerro Prieto geothermal power plants. *Geothermics*, 83. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2019.101713>
- Hinkelman, K., Wang, J., Zuo, W., Gautier, A., Wetter, M., Fan, C., & Long, N. (2022). Modelica-based modeling and simulation of district cooling systems: A case study. *Applied Energy*, 311. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.118654>
- Hirsch, H., & Nicolai, A. (2022). An efficient numerical solution method for detailed modelling of large 5th generation district heating and cooling networks. *Energy*, 255, 124485. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124485>
- Horuz, I. (1998). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration system. In *Heat Mass Transfer* (Vol. 25, Issue 5).
- Hu, T., Shen, Y., Hocksun, T., & Pei, G. (2022). Absorption chiller waste heat utilization to the desiccant dehumidifier system for enhanced cooling e Energy and exergy analysis. *Energy*, 239, 121847. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121847>
- Ibrahim, N. I., Yahiaoui, A., Garkuwa, J. A., Mansour, R. Ben, & Rehman, S. (2024). Solar cooling with absorption chillers, thermal energy storage, and control strategies: A review. *Journal of Energy Storage*, 97, 112762. <https://doi.org/10.1016/J.EST.2024.112762>
- IEA. (2020, November 13). *The go-to guide for sustainable district cooling*. The International Energy Agency. <https://www.iea.org/articles/the-go-to-guide-for-sustainable-district-cooling>
- IEA. (2022, August 12). *General Law of Climate Change (Mexico)*. <https://www.iea.org/policies/8683-general-law-of-climate-change-mexico?s=1>
- Inayat, A., & Raza, M. (2019). District cooling system via renewable energy sources: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 107(June 2018), 360–373. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.03.023>
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencias de Calor* (Pearson, Ed.; Cuarta). Prentice Hall. <https://books.google.fr/books?id=QqfJw4tpIjcC&printsec=copyright&hl=es#v=onepage&q&f=false>
- Infraestructura Educativa (INIFED) SEP. (2014). *Normas y especificaciones para estudios, proyectos, construcción e instalaciones*. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/105552/Tomo_III_Instalaciones_Aire_Acondicionado_V_2.0.pdf
- IRENA. (2022, July 20). *Country Rankings*. International Renewable Energy Agency. <https://www.irena.org/Statistics/View-Data-by-Topic/Capacity-and-Generation/Country-Rankings>

- IRENA. (2024, June 11). *Solar energy*. International Renewable Energy Agency. <https://www.irena.org/Energy-Transition/Technology/Solar-energy>
- Ismaen, R., Elmekkawy, T. Y., Pokharel, S., Elomri, A., & Al-salem, M. (2022). Solar Technology and District Cooling System in a Hot Climate Regions : Optimal Configuration and Technology Selection. *Energies*, 15, 2657. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en15072657>
- ISO 7730. (2005). *Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*. <https://www.iso.org/standard/39155.html>
- Jangsten, M., Filipsson, P., Lindholm, T., & Delenback, J.-O. (2020). High Temperature District Cooling : Challenges and Possibilities Based on an Existing District Cooling System and its Connected Buildings. *Energy*, 199, 11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117407>
- Jangsten, M., Lindholm, T., & Dalenbäck, J. O. (2020). Analysis of operational data from a district cooling system and its connected buildings. *Energy*, 203. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117844>
- Jangsten, M., Lindholm, T., & Dalenbäck, J. O. (2022). District cooling substation design and control to achieve high return temperatures. *Energy*, 251. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123913>
- Jannatabadi, M., Rahbari, H. R., & Arabkoohsar, A. (2020). District Cooling Systems in Iranian Energy Matrix, a Techno-Economic Analysis of a Reliable Solution for a Serious Challenge. *Energy*, 117324. <https://doi.org/doi:10.1016/j.energy.2020.118914>
- Jaruwongwittaya, T., & Chen, G. (2010). A review : Renewable energy with absorption chillers in Thailand. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(5), 1437–1444. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.01.016>
- Javadi, M. A., Khalili Abhari, M., Ghasemiasl, R., & Ghomashi, H. (2021). Energy, exergy and exergy-economic analysis of a new multigeneration system based on double-flash geothermal power plant and solar power tower. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 47. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101536>
- Jiménez-Xamán, C., Xamán, J., Gijón-Rivera, M., Zavala-Guillén, I., Noh-Pat, F., & Simá, E. (2020). Assessing the thermal performance of a rooftop solar chimney attached to a single room. *Journal of Building Engineering*, 31. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2020.101380>
- Jóhannesson, T., & Chatenay, C. (2014). Direct Use of Geothermal Resources. *Proceedings of the New Zealand Geothermal Workshop*, 307–312. <https://doi.org/10.1201/b17521-19>
- Kanoglu, M., Cengel, Y. A., & Turner, R. H. (1998). Incorporating a District Heating / Cooling System Into an Existing Geothermal Power Plant. *Energy Resources Technology*, 120, 179–184.
- Keçeciler, A., Acar, H. İ., & Doğan, A. (2000). Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: An experimental study. *Energy Conversion and Management*, 41(1), 37–48. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00091-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00091-6)
- Khan, M. S. A., Badar, A. W., Talha, T., Khan, M. W., & Butt, F. S. (2018). Configuration based modeling and performance analysis of single effect solar absorption cooling system in TRNSYS. *Energy Conversion and Management*, 157(December 2017), 351–363. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.024>

- Khan, M. S., Kadam, S. T., Kyriakides, A.-S., Papadopoulos, A. I., Hassan, I., Rahman, M. A., & Seferlis, P. (2022). A new correlation for performance prediction of small and large capacity single-effect vapor absorption refrigeration systems. *Cleaner Energy Systems*, 1, 100002. <https://doi.org/10.1016/j.cles.2022.100002>
- Kim, B., & Park, J. (2007). Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 30, 535–545. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.07.004>
- Kini, G., Chandrasekaran, S., Tambasco, M., & Garimella, S. (2020). A residential absorption chiller for high ambient temperatures. *International Journal of Refrigeration*, 120, 31–38. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.022>
- Kordlar, M. A., Heberle, F., & Brüggemann, D. (2020). Evaluation and Optimization of the Annual Performance of a Novel Tri-Generation System Driven by Geothermal Brine in Off -Design Conditions. *Applied Sciences (MDPI)*, 10(6532), 20. <https://doi.org/10.3390/app10186532>
- Kordlar, M. A., Heberle, F., & Brüggemann, D. (2023). Thermo-economic evaluation of a tri-generation system driven by geothermal brine to cover flexible heating and cooling demand. *Geothermics*, 110, 102678. <https://doi.org/10.1016/J.GEOTHERMICS.2023.102678>
- Kotaka, H., Mills, T. D., & Gray, T. (2010). LP Separator Level Control by Variable Speed and Multi Stage Brine Reinjection Pumps at Kawerau and Nga Awa Purua Geothermal Projects, New Zealand. *Proceedings World Geothermal Congress 2010, April*, 1–5. <https://ep.liu.se/ecp/057/vol5/ecp057vol5.pdf>
- Kreuter, H. (2012). *Geothermal Applications G th l C li Geothermal Cooling. July*.
- Lahoud, C., Brouche, M. El, Lahoud, C., & Hmadi, M. (2021). A Review of single-effect solar absorption chillers and its perspective on Lebanese case. *Energy Reports*, 7(May), 12–22. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.09.052>
- Lake, A., Rezaie, B., & Beyerlein, S. (2017). Review of district heating and cooling systems for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 417–425. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.061>
- Langella, G., Paoletti, V., Dipippo, R., Amoresano, A., & Milano, M. (2017). Krafla geothermal system, northeastern Iceland: Performance assessment of alternative plant configurations. *Geothermics*, 69(January), 74–92. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.geothermics.2017.04.001>
- Lauder, B. E., & Spalding, D. B. (1972). Lectures in Mathematical Models of Turbulence. *Academic Press*, 176. https://books.google.com/books/about/Lectures_in_Mathematical_Models_of_Turbu.html?id=9e5QAAAAMAAJ
- Lech, P. J. (2009). *A New Geothermal Cooling – Heating System for Buildings Geothermal Cooling – Heating for Hot – Humid Climates* [Master, the School for Renewable Energy Science]. https://skemman.is/bitstream/1946/7116/1/Pawel_Lech.pdf

- Li, K., Zou, Z., Zhang, Y., & Shuai, C. (2024). Assessing the spatial-temporal environmental efficiency of global construction sector. *Science of The Total Environment*, 951, 175604. <https://doi.org/10.1016/J.SCITOTENV.2024.175604>
- Li, T., Xu, Y., Wang, J., Kong, X., & Zhu, J. (2018). Poly-generation energy system driven by associated geothermal water for oilfield in high water cut stage: A theoretical study. *Geothermics*, 76(June), 242–252. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2018.07.013>
- Liu, X., Gluesenkamp, K., & Momen, A. M. (2015). *Overview of available low-temperature/coproducted geothermal resources in The United States and the state of the art in utilizing geothermal resources for space conditioning in commercial buildings* (Issue May). <https://info.ornl.gov/sites/publications/Files/Pub54942.pdf>
- Liu, Z., Tang, Y., Zhou, H., & Yang, S. (2021). Life cycle performance of a distributed energy system in comparison with a conventional energy system for district heating and cooling in China. *Journal of Cleaner Production*, 288, 125663. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125663>
- López-Acosta, N. P., Zaragoza-Cardiel, A. I., & Barba-Galdámez, D. (2021). Determination of Thermal Conductivity Properties of Coastal Soils for GSHPs and Energy Geostucture Applications in Mexico. *Energies*, 14, 5479. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en14175479>
- Lund, J. W. (2001). Geothermal Direct-Heat Utilization. *International Geothermal Days POLAND 2004. Zakopane, September 13-17, 2004*, 19–33. https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/IGAstandard/ISS/2004Poland/1_1_lund.pdf
- Lund, J. W., & Boyd, T. (2009). Oregon Institute of Technology geothermal uses and projects—Past, present and future. *Proceedings of the Thirty-Fourth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, April*, 9–11. <https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/IGAstandard/SGW/2009/lund.pdf>
- Ma, W., Luo, C., & Gong, Y. (2010). An Absorption Refrigeration System Used for Exploiting Mid-low Temperature Geothermal Resources. *Proceedings World Geothermal Congress 2010. Bali, Indonesia, 25-29 April 2010, April*, 1–4.
- Made-in-China. (2025, May 10). *Underground Direct Buried Pre Insulated Polyurethane Thermal Insulation Steel Pipe - Pre-Insulated Steel Pipe and Bonded Pre-Insulated Steel Pipe*. <https://Hebeipipeline.En.Made-in-China.Com/Product/BdvfVWrxFMkS/China-Underground-Direct-Buried-Pre-Insulated-Polyurethane-Thermal-Insulation-Steel-Pipe.Html>. <https://hebeipipeline.en.made-in-china.com/product/bdvfVWrxFMkS/China-Underground-Direct-Buried-Pre-Insulated-Polyurethane-Thermal-Insulation-Steel-Pipe.html>
- Manzella, A., Allansdottir, A., & Pellizzone, A. (2019). *Geothermal Energy and Society* (Lecture No). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-78286-7>
- Maragna, C., Altamirano, A., Tréméac, B., Fabre, F., Rouzic, L., & Barcellini, P. (2024). Design and optimization of a geothermal absorption cooling system in a tropical climate. *Applied Energy*, 364. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.123102>
- Matak, N., Tomić, T., Schneider, D. R., & Krajačić, G. (2021). Integration of WtE and district cooling in existing Gas-CHP based district heating system – Central European city perspective. *Smart Energy*, 4, 100043. <https://doi.org/10.1016/j.segy.2021.100043>

- Mburu, M. (2010). Feasibility Study on Direct Utilisation of Energy from Geothermal Brine-A Case Study of Olkaria Geothermal Power Plant, Kenya. *Proceedings World Geothermal Congress, April, 25–29*.
- Mburu, M. (2015). Geothermal Energy Utilization. *Encyclopedia of Sustainability Science and Technology*, 1–19. https://doi.org/10.1007/978-1-4939-2493-6_231-3
- Medinilla, M. (2021, August 10). Jaime Silva Delgado: “El rango de Payback en energía geotérmica en la región está entre 2,3 a 7,6 años.” *Energía Estratégica*. <https://www.energiaestrategica.com/jaime-silva-delgado-el-rango-de-payback-en-energia-geotermica-en-la-region-esta-entre-23-a-76-anos/>
- Meibodi, S. S., & Loveridge, F. (2021). The future role of energy geostructures in fifth generation district heating and cooling networks. *Energy*, 240(xxxx), 122481. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122481>
- MEPWork. (2017). *McQuay Duct Sizer for HVAC Duct Sizing*. <https://www.mepwork.com/2016/10/Download-McQuay-Duct-Sizer.html>
- Meraj, Md., Khan, E. M., & Imam, R. (2016). Thermodynamic Analysis of Single Effect Vapor Absorption Refrigeration Cycle. *International Journal of Science and Research*, 5(5), 755–758.
- Morrissey, J., & Horne, R. E. (2011). Life cycle cost implications of energy efficiency measures in new residential buildings. *Energy and Buildings*, 43(4), 915–924. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2010.12.013>
- Nami, H., & Anvari-Moghaddam, A. (2020). Geothermal driven micro-CCHP for domestic application – Exergy, economic and sustainability analysis. *Energy*, 207. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118195>
- Nasruddin, & Wibowo, A. S. (2018). Utilization of waste heat from separation process of Ulubelu’s geothermal power plant by implementing an Absorption Refrigeration System (ARS) to improve plant performance. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 105(1). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/105/1/012110>
- Nielsen, P. V. (1990). Aalborg Universitet Specification of a Two-Dimensional Test Case (IEA). *International Energy Agency, R9040*, 1–15. <https://vbn.aau.dk/en/publications/specification-of-a-two-dimensional-test-case-iea>
- Nikbakhti, R., Wang, X., Kadhim, A., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*, 59(2), 707–738. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>
- Nunes, L. J. R. (2023). The Rising Threat of Atmospheric CO2: A Review on the Causes, Impacts, and Mitigation Strategies. In *Environments - MDPI* (Vol. 10, Issue 4). MDPI. <https://doi.org/10.3390/environments10040066>
- Omer, A. M. (2008). Energy, environment and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(9), 2265–2300. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2007.05.001>
- Østergaard, P. A., Werner, S., Dyrelund, A., Lund, H., Arabkoohsar, A., Sorknæs, P., Gudmundsson, O., Thorsen, J. E., & Mathiesen, B. V. (2022). The four generations of district cooling - A

- categorization of the development in district cooling from origin to future prospect. *Energy*, 253, 124098. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124098>
- Ozcan, B., Aykurt, I. E., Akpak, M., Tacer, T., Yildirim, N., Hepbasli, A., & Ozcan, H. G. (2019). Thermodynamic analysis and assessment of a geothermal cooling system for a house. *International Journal of Exergy*, 29(2–4), 350–369. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2019.100370>
- Ozcan, H. G., Hepbasli, A., & Abusoglu, A. (2024). A numerical approach to exergy-based sustainability and environmental assessments of solar energy-powered district cooling systems using actual operational data. *Process Safety and Environmental Protection*, 188, 1411–1422. <https://doi.org/10.1016/J.PSEP.2024.06.043>
- Ozturk, M., & Dincer, I. (2021). A new geothermally driven combined plant with energy storage option for six useful outputs in a sustainable community. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101180>
- Palominos-Rizzo, T., Villatoro-Sánchez, M., Alvarado-Hernández, A., Cortés-Granados, V., & Paguada-Pérez, D. (2022). Estimación de la humedad del suelo mediante regresiones lineales múltiples en Llano Brenes, Costa Rica. *Agronomía Mesoamericana*, 33(2), 47872. <https://doi.org/10.15517/am.v33i2.47872>
- Pérez-Denicia, E., Fernández-Luqueño, F., Vilariño-Ayala, D., Manuel Montaña-Zetina, L., & Alfonso Maldonado-López, L. (2017). Renewable energy sources for electricity generation in Mexico: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 597–613. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2017.05.009>
- Pourmoghadam, P., Jafari Mosleh, H., & Karami, M. (2022). Dynamic simulation of a solar ejector-based trigeneration system using TRNSYS-EES co-simulator. *Energy Science and Engineering*, 10(3), 707–725. <https://doi.org/10.1002/ese3.1055>
- Prasartkaew, B. (2014). Performance test of a small size LiBr-H₂O absorption chiller. *Energy Procedia*, 56(C), 487–497. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.183>
- Prol-Ledesma, R. M., Carrillo-de la Cruz, J.-L., Torres-Vera, M.-A., Membrillo-Abad, A.-S., & Espinoza-Ojeda, O.-M. (2018). Heat flow map and geothermal resources in Mexico. *Terra Digitalis*, 2(2), 1–15. <https://doi.org/10.22201/igg.25940694.2018.2.51.105>
- Prol-Ledesma, R. M., & Morán-Zenteno, D. J. (2019). Heat flow and geothermal provinces in Mexico. *Geothermics*, 78(July 2018), 183–200. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2018.12.009>
- Qureshi, M. F., Chandio, M. W., Memon, A. A., Kumar, L., & Awad, M. M. (2024). Thermal analysis of solar energy based organic Rankine cycle cascaded with vapor compression refrigeration cycle. *Energy Nexus*, 14, 100291. <https://doi.org/10.1016/J.NEXUS.2024.100291>
- Rashid, M. H. (2015). Electric Renewable Energy Systems. In *Electric Renewable Energy Systems*. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-14432-7>
- Rawat, A. K., Shukla, A. K., Sharma, M., & Singh, A. K. (2022). Geothermal energy-based combined cooling heating and power system. *Journal of Physics: Conference Series*, 2178(012040), 0–15. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2178/1/012040>

- Rejeb, O., Ghenai, C., & Bettayeb, M. (2020). Modeling and simulation analysis of solar absorption chiller driven by nanofluid-based parabolic trough collectors (PTC) under hot climatic conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 19(February), 100624. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100624>
- Ren, H., Lu, Y., Zhang, Y., Chen, F., & Yang, X. (2018). Operation Simulation and Optimization of Distributed Energy System Based on TRNSYS. *Energy Procedia*, 152, 3–8. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.050>
- Rezaie, B., & Rosen, M. A. (2012). District heating and cooling : Review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*, 93, 2–10. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.020>
- Roache, P. J. (1997). Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 29(Volume 29, 1997), 123–160. <https://doi.org/10.1146/ANNUREV.FLUID.29.1.123/CITE/REFWORKS>
- Rodi, W. (1984). *Turbulence models and their application in hydraulics*. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(81\)90171-7](https://doi.org/10.1016/0045-7825(81)90171-7)
- Rogowska, A. (2003). District cooling by a geothermal heat source. *The United Nations University*, 3(19), 465–487. https://hr.leitir.is/discovery/fulldisplay?docid=alma991005523819706886&context=L&vid=354ILC_ALM:01905&lang=is&search_scope=01905_MYLIB&adaptor=Local%20Search%20Engine&tab=MyLibrary&query=sub,exact,P%C3%B3lland&offset=40
- Romanov, D., & Leiss, B. (2022). Geothermal energy at different depths for district heating and cooling of existing and future building stock. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 167(June), 112727. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112727>
- Sadineni, S. B., France, T. M., & Boehm, R. F. (2011). Economic feasibility of energy efficiency measures in residential buildings. *Renewable Energy*, 36(11), 2925–2931. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2011.04.006>
- Saldívar B. (2025, January 10). *La inflación se desaceleró a 4.21% al cierre del 2024; pero subyacente repuntó*. <https://www.eleconomista.com.mx/economia/inflacion-mexico-desacelero-4-21-diciembre-menor-nivel-cierre-ano-20250109-741217.html>. <https://www.eleconomista.com.mx/economia/inflacion-mexico-desacelero-4-21-diciembre-menor-nivel-cierre-ano-20250109-741217.html>
- Sameti, M., & Haghighat, F. (2019). Hybrid solar and heat-driven district cooling system: Optimal integration and control strategy. *Solar Energy*, 183(March), 260–275. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.034>
- Santamouris, M. (2016). Cooling the Buildings – Past , Present and future. *Energy & Buildings*, 68. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.034>
- Saucedo-Velázquez, J., Gutiérrez-Urueta, G., Pacheco-Reyes, A., & W., Rivera. (2023). Case study : Design of an absorption refrigeration system for milk preservation in Jalisco, Mexico. *Case Studies in Thermal Engineering*, 44(November 2022), 102866. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102866>

- Saucedo-Velázquez, J., Gutiérrez-Urueta, G., Wong-Loya, J. A., Molina-Rodea, R., & Gómez Franco, W. R. (2022). Cooling Potential for Single and Advanced Absorption Cooling Systems in a Geothermal Field in Mexico. *Processes (MDPI)*, *10*(583). <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/pr10030583>
- Saucedo-Velázquez, J. I., Gómez Franco, W. R., Gómez-Arias, E., & Gutiérrez Urueta, G. (2020). Evaluation of the cooling potential for a single effect absorption cooling system in the PR2 well of Cerritos Colorados geothermal field, Mexico. *Energy Exploration and Exploitation*, *38*(6), 2521–2540. <https://doi.org/10.1177/0144598720927458>
- Schmidt, D. (2021). Digitalization of district heating and cooling systems. *Energy Reports*, *7*(September), 458–464. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.08.082>
- SENER. (2025). *Reporte Anual del Potencial de Mitigación de Gases de Efecto Invernadero del Sector Eléctrico*. <https://www.gob.mx/sener/articulos/reportes-anuales-del-potencial-de-mitigacion-de-gases-de-efecto-invernadero-del-sector-electrico?idiom=es>
- Seyyedvalilu, M. H., Zare, V., & Mohammadkhani, F. (2021). Comparative thermoeconomic analysis of trigeneration systems based on absorption heat transformers for utilizing low-temperature geothermal energy. *Energy*, *224*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120175>
- Shao, Y. L., Soh, K. Y., Wan, Y. D., Kumja, M., Khin, Z., Islam, M. R., & Chua, K. J. (2020). Simulation and experimental study of thermal storage systems for district cooling system under commercial operating conditions. *Energy*, *203*, 117781. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117781>
- Sharma, P., Shukla, M. K., & Sammis, T. W. (2010). Predicting Soil Temperature Using Air Temperature and Soil, Crop, and Meteorological Parameters for Three Specialty Crops in Southern New Mexico. *Applied Engineering in Agriculture*, *26*(1), 47–58. <https://doi.org/10.13031/2013.29474>
- Shirazi, A., Taylor, R. A., White, S. D., & Morrison, G. L. (2016). Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems : An energetic , economic and environmental (3E) assessment. *Renewable Energy*, *86*, 955–971. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.014>
- Sikorska-bączek, R. (2015). The use of geothermal energy in absorption refrigeration circuits. *Czasopismo Techniczne, 2015(Środowisko Zeszyt 1-Ś (18) 2015)*, 119–125. <https://doi.org/10.4467/2353737XCT.15.190.4395>
- Sokhansefat, T., Mohammadi, D., Kasaeian, A., & Mahmoudi, A. R. (2017). Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran. *Energy Conversion and Management*, *148*, 339–351. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.070>
- Solar Energy Laboratory. (2012). TRNSYS 16. *University Wisconsin-Madison*, 6, 1–29.
- Soltani, M., Kashkooli, F. M., Dehghani-Sani, A. R., Kazemi, A. R., Bordbar, N., Farshchi, M. J., Elmi, M., Gharali, K., & Dusseault, M. B. (2019). A comprehensive study of geothermal heating and cooling systems. *Sustainable Cities and Society*, *44*, 793–818. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.09.036>

- Spitler, J. D., McQuiston, F. C., & Lindsey, K. (1993). the Cltd / Scl / Clf Cooling Load Calculation Method. *ASHRAE Transactions*, 99(1), 183–192.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 343–372. www.elsevier.com/locate/rser
- Sulzer, M., Werner, S., Mennel, S., & Wetter, M. (2021). Vocabulary for the fourth generation of district heating and cooling. *Smart Energy*, 1, 100003. <https://doi.org/10.1016/j.segy.2021.100003>
- Surendra, P. V. (2005). *Estadística Básica para el manejo de datos experimentales: Aplicación en Geoquímica (Geoquiometría)* (Universidad Nacional Autónoma de México, Ed.).
- Tawalbeh, M., Salameh, T., Albawab, M., Al-Othman, A., Assad, M. E. H., & Alami, A. H. (2020). Parametric study of a single effect lithium bromide-water absorption chiller powered by a renewable heat source. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, 8(3), 464–475. <https://doi.org/10.13044/j.sdewes.d7.0290>
- TenarisTamsa. (2024). *Prontuario TenarisTamsa Edición 2024*. https://www.tenaristamsa.com/umbraco/surface/downloads/pdf?url=%2fmedia%2ftubzceg%2fprontuario_tenaristamsa_2024.pdf
- Tetemke, Y., Paramasivam, V., Tadele, F., & Selvaraj, S. K. (2021). Analyzed of vapor absorption refrigeration systems powered by geothermal energy: Site in Ethiopia. *Materials Today: Proceedings*, 46, 7570–7580. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.642>
- Thakar, K., Patel, R., & Patel, G. (2021). Techno-economic analysis of district cooling system: A case study. *Journal of Cleaner Production*, 313(November 2020), 127812. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.127812>
- Thapar, P., Chawla, D., Dalal, K., Nanda, H., & Garjola, R. (2019). A comparative review of NH₃-H₂O and H₂O-LiBr based vapor absorption refrigeration systems. In *IIOABJ* (Vol. 10).
- Tredinnick, S., & Phetteplace, G. (2016). District cooling, current status and future trends. In *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems* (pp. 167–188). Springer. <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-374-4.00008-2>
- TRNSYS. (2019). *Welcome | TRNSYS : Transient System Simulation Tool*. <https://www.trnsys.com/>
- Uchôa, J. G. S. M., Yu, T., Yu, S., & Lima Neto, I. E. (2023). Computational Simulation of the Flow Induced by Water Leaks in Pipes. *Journal of Irrigation and Drainage Engineering*, 149(6), 04023011. <https://doi.org/10.1061/JIDEDH.IRENG-10089/ASSET/85B4F28C-200B-4F98-BF12-FD5AAA4EAF4/ASSETS/IMAGES/LARGE/FIGURE10.JPG>
- United Nations. (2024). *What Is Climate Change? | United Nations*. <https://www.un.org/en/climatechange/what-is-climate-change#:~:text=The%20consequences%20of%20climate%20change,catastrophic%20storms%20and%20declining%20biodiversity>
- Uwera, J., Itoi, R., Jalilinasrabady, S., Jóhannesson, T., & Benediktsson, D. Ö. (2015). Design of a Cooling System Using Geothermal Energy for Storage of Agricultural Products With Emphasis on Irish Potatoes in Rwanda , Africa. *GRC Transactions*, 39, 157–164.

- Valdéz, B., Galindo, M., Campbell Ramírez, H. E., & Montero Alpírez, G. (2008). *Estudio Termodinámico de la unidad en Cerro Prieto Uno con capacidad de 30 MW*. <http://institutodeingenieria.uabc.mx/>
- Vazini, H., & Khoshgoftar, M. H. (2020). 4E Dynamic Analysis of a Water-Power Cogeneration Plant Integrated with Solar Parabolic Trough Collector and Absorption Chiller. *Thermal Science and Engineering Progress*, 100785. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100785>
- Velasco P. (2023, March 2). *CFE Updates Its Electricity Rates for 2023*. <https://mexicobusiness.news/energy/news/cfe-updates-its-electricity-rates-2023>
- Viñas, E., Best, R., & Lugo, S. (2015). Simulation of Solar Air Conditioning Systems in Coastal Zones of Mexico. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.104>
- Volkova, A., Pakere, I., Murauskaitė, L., Huang, P., & Lepiksaar, K. (2022). 5th generation district heating and cooling (5GDHC) implementation potential in urban areas with existing district heating systems. *Energy Reports*, 8, 10037–10047. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.07.162>
- Wang, J., Ren, C., Gao, Y., Chen, H., & Dong, J. (2020). Performance investigation of a new geothermal combined cooling, heating and power system. *Energy Conversion and Management*, 208. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112591>
- Wang, X., Bierwirth, A., Christ, A., Whittaker, P., Regenauer-Lieb, K., & Chua, H. T. (2013). Application of geothermal absorption air-conditioning system: A case study. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 71–80. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.05.011>
- Wang, Y., Yu, L., Nazir, B., Zhang, L., & Rahmani, H. (2021). Innovative geothermal-based power and cooling cogeneration system; Thermodynamic analysis and optimization. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 44(January 2020), 101070. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101070>
- Wenninger, S., Kaymakci, C., & Wiethe, C. (2022). Explainable long-term building energy consumption prediction using QLattice. *Applied Energy*, 308, 118300. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2021.118300>
- Werner, S. (2013). District Heating and Cooling. In *Reference Module in Earth Systems and Environmental Sciences* (Issue July). Elsevier Inc. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-409548-9.01094-0>
- WinFinder. (2022). *Estadísticas del viento y del tiempo Aeropuerto Internacional de Mexicali - Windfinder*. <https://es.windfinder.com/windstatistics/mexicali>
- Worldweatheronline. (2022). *What is weather like in Ejido Nuevo Leon, Baja California, MX*. <https://www.worldweatheronline.com/ejido-nuevo-leon-weather-averages/baja-california/mx.aspx>
- Wu, C. (1992). Cooling capacity optimization of a geothermal absorption refrigeration cycle. *International Journal of Ambient Energy*, 13:3, 133–138. <https://doi.org/10.1080/01430750.1992.9675569>
- Wu, C., Xu, X., Li, Q., Li, X., Liu, L., & Liu, C. (2021). Performance assessment and optimization of a novel geothermal combined cooling and power system integrating an organic flash cycle

- with an ammonia-water absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 227(September). <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113562>
- Xamán, J., & Gijón-Rivera, M. (2015). *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros* (Palibrio, Ed.). Palibrio.
- Xie, H., Li, C., Jia, W., & Zhang, C. (2022). Three-Dimensional CFD Modeling on the Thermal Characteristics of Buried Oil Pipeline Involving the Heat Transfer of Wax Layer. *Energies*, 15(16). <https://doi.org/10.3390/en15166022>
- Xu, Y., Luo, X., & Tu, Z. (2022). 4E analysis of a SOFC-CCHP system with a LiBr absorption chiller. *Energy Reports*, 8, 5284–5295. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.03.202>
- Xu, Z. . Y., & Wang, R. Z. (2017). Simulation of solar cooling system based on variable effect LiBr-water. *Renewable Energy*, 113, 907–914. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.069>
- Yang, Z., Liu, X., Gluesenkamp, K. R., & Momen, A. M. (2016). A Preliminary Study on Innovative Absorption Systems that Utilize Low-Temperature Geothermal Energy for Air-Conditioning Buildings. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2603. <https://doi.org/https://docs.lib.purdue.edu/iracc> Yang,
- Yao, S., Wu, J., & Qadrdan, M. (2024). A state-of-the-art analysis and perspectives on the 4th/5th generation district heating and cooling systems. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 202). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.114729>
- Yildirim, N., & Genc, S. (2015). Thermodynamic analysis of a milk pasteurization process assisted by geothermal energy. *Energy*, 90, 987–996. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2015.08.003>
- Yilmaz, C. (2017). Thermodynamic and economic investigation of geothermal powered absorption cooling system for buildings. *Geothermics*, 70(June), 239–248. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2017.06.009>
- Zabala, L., Febres, J., Sterling, R., López, S., & Keane, M. (2020). Virtual testbed for model predictive control development in district cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Review*, 129. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109920>
- Zeh, R., Ohlsen, B., Philipp, D., Bertermann, D., Kotz, T., Joci, N., & Stockinger, V. (2021). Large-Scale Geothermal Collector Systems for 5th Generation District Heating and Cooling Networks. *Sustainability*, 13(6035), 18. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/su13116035>