

POTENCIAL DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN ACTIVADO CON GAS NATURAL Y ENERGÍA SOLAR EN CENTROS COMERCIALES DE BARRANQUILLA

Autor:

Andrés Rodríguez Toscano

Tesis doctoral para optar por el título de Doctor en Ingeniería Energética

Tutores:

Dr. Alexis Sagastume Gutiérrez

Dr. Carlos Amaris Castilla



Departamento de Energía

Universidad de la Costa

Barranquilla, Colombia

2022

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Agradecimientos

Primeramente, quiero darle las gracias a Dios por permitirme tener una familia que siempre me motivó, me formó y me ayudó para vivir cada día con pasión. Por permitirme estudiar y alcanzar mis sueños al lado de ellos, a pesar de las dificultades. También, quiero agradecer con todo mi corazón a mi querida y amada esposa Kathy Rios Ballestas, por su esfuerzo y su amor invaluable, que sin importar las circunstancias me ayudo en todo este proceso y estoy seguro de que incondicionalmente lo seguirá haciendo toda su vida. A mis padres Ángel Rodríguez y Martha Toscano por inculcarme el camino del bien y por brindarme su amor único e inagotable. A mis hermanos Ángel y Angelica, que me incitaron durante toda mi vida a ser esforzado y más humano. A mis suegros Edgar Ríos y Marelis Ballestas y mis cuñados (Marlon Jiménez, Karen Rios y Adriana Valenzuela) por su apoyo y motivación durante este proyecto de mi vida. A mis tíos que siempre me recomendaron seguir este camino. A mis amigos de la iglesia (Karen, Stella, José, Luz Marina, Rosaura, Juan Manuel, Linda, Juan Carlos e Ingrid) por sus oraciones y ánimo.

También, quiero resaltar y agradecer a mis tutores el Dr. Alexis Sagastume y el Dr. Carlos Amaris por su guía, motivación y apoyo para la culminación de la tesis. A el Dr. Juan Cabello por sus valiosos consejos, los cuales, me han servido para crecer enormemente como persona y como profesional.

Agradezco a mis amigos de la infancia, aunque a muchos no he podido volver a ver los llevo en el corazón, por impulsarme a mejorar y ver los problemas desde un mejor ángulo. A mis amigos del doctorado, que en el transcurso de mi formación fueron claves para mi crecimiento personal (Julio Mojica, Aurora Piñeres, Rafael Rojas, entre otros). A mi amigo Rafael Ramírez, por su guía en el doctorado y su amistad abierta y sincera. También, me siento agradecido con la Universidad de la Costa por permitirme estudiar este prestigioso doctorado.

Dios, familia y amigos, gracias por estar allí, los amo.

Tabla de Contenido

Resumen.....	7
Abstract.....	9
Lista de Figuras.....	11
Lista de Tablas.....	11
Nomenclatura.....	15
Capítulo 1: Introducción.....	18
1.1 Problemática.....	18
1.2 Justificación.....	20
1.3 Preguntas de investigación.....	22
1.4 Objetivo.....	23
1.4.1 Objetivo general.....	23
1.4.2 Objetivos específicos.....	23
1.5 Metodología de investigación.....	24
1.6 Estructura del documento.....	26
Capítulo 2: Estado del arte.....	28
2.1 Introducción.....	28
2.2 Tecnología de refrigeración por absorción.....	28
2.3 Fluidos de trabajo (convencionales y otros de potencial uso futuro).....	37
2.4 Sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire.....	44
2.5 Sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar y otras fuentes alternativas de energía.....	47
2.6 Mercado actual de sistemas de refrigeración por absorción para el acondicionamiento de aire.....	52
2.7 Indicadores técnico-económicos para la evaluación de sistemas de refrigeración por absorción.....	55
2.8 Colectores solares térmicos.....	58
2.8.1 Mercado actual de colectores solares térmicos.....	60
2.9 Proceso de absorción en absorbedores.....	62
2.9.1 Modelación CFD de absorbedores.....	64
Capítulo 3: Metodología.....	68
3.1 Introducción.....	68
3.2 Condiciones ambientales de Barranquilla.....	68

3.3	Características principales de los centros comerciales de Barranquilla.....	69
3.3.1	Casos de estudio.....	71
3.3.2	Mediciones.....	73
3.4	Configuración del sistema estudiado y casos de estudio	744
3.5	Escenarios de aplicación de la refrigeración por absorción.....	75
3.6	Modelo de simulación termodinámica.....	76
3.6.1	Consideraciones	76
3.6.2	Balances de masa y energía	77
3.6.3	Parámetros de evaluación técnica	80
3.7	Impacto ambiental.....	800
3.8	Evaluación económica	811
3.9	Características del modelo CFD de un absorbedor de burbuja	844
3.9.1	Geometría y detalles de malla.....	86
3.9.2	Selección del modelo multifase	88
3.9.3	Ecuaciones gobernantes	889
3.9.4	Condiciones de frontera y métodos de solución	912
3.9.5	Condiciones para la validación del modelo CFD	933
Capítulo 4: Resultados técnicos, ambientales y económicos.....		95
4.1	Introducción	95
4.2	Validación de modelo termodinámico	95
4.2.1	Condiciones de operación y parámetro.....	95
4.2.2	Resultados de la validación.....	97
4.3	Análisis de sensibilidad para el sistema con H ₂ O/LiBr	98
4.4	Análisis de sensibilidad para sistema con NH ₃ /LiNO ₃	105
4.5	Consumo de energía de enfriadoras de compresión mecánica en centros comerciales (escenario base).....	109
4.6	Casos estudios (escenarios 2, 3 y 4).....	111
4.6.1	Enfriadoras por absorción activadas con energía solar.....	112
4.6.2	Enfriadoras por absorción activadas con gas natural.....	118
4.6.3	Enfriadoras por absorción activadas con energía solar y gas natural	115
4.6.4	Emisiones de gases de efecto invernadero.....	122

4.6.5	Análisis económico.....	124
Capítulo 5:	Análisis CFD del absorbedor	127
5.1	Introducción	127
5.2	Selección de modelos de turbulencia y mezcla.....	127
5.3	Prueba de independencia de la malla	128
5.4	Resultados de transferencia de masa.....	129
5.5	Resultados de transferencia de calor	133
5.6	Validación de modelo CFD.....	138
Capítulo 6:	Conclusiones y trabajos futuros	140
6.1	Conclusiones de los resultados técnico, ambiental y económico.....	140
6.2	Conclusiones del análisis CFD del absorbedor	143
6.3	Recomendaciones para trabajos futuros.....	144
Referencias	146
Anexos	146
Publicaciones	169

Resumen

En esta tesis doctoral se presenta una evaluación de la factibilidad técnica, ambiental y económica de la implementación de sistemas de refrigeración por absorción en centros comerciales ubicados en la ciudad de Barranquilla, Colombia, usando $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ y $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ como fluidos de trabajo, considerando diferentes fuentes de energía para su activación (energía solar y/o gas natural).

Para llevar a cabo esta investigación, se realizó una revisión de la literatura especializada de la tecnología. Se seleccionaron tres centros comerciales que caracterizan el mayor número de este tipo de edificaciones de acuerdo con el área a acondicionar y el tamaño disponible para la instalación de los sistemas. Posteriormente, se estimó la carga térmica para el acondicionamiento de aire en los centros comerciales a partir de mediciones de la potencia eléctrica y se identificó condiciones críticas de operación. Luego, se desarrolló un modelo termodinámico de los sistemas de refrigeración por absorción utilizando energía solar y/o gas natural y se validó con datos del fabricante para diferentes series de sistemas de refrigeración por absorción obteniendo errores relativos menores del 1% en el evaporador y generador. Con este, se realizó un análisis de sensibilidad de las características técnicas e indicadores de desempeño de todo el sistema usando los dos fluidos de trabajo y dos tipos de colectores solares térmicos. Luego, se estudiaron los diferentes escenarios planteados para los centros comerciales seleccionados considerando, factores técnicos (incluyendo mantenimiento), ambientales y económicos. Con ello, se determinó que tipo de colector solar térmico, fluido de trabajo, fuente de energía para la activación, configuración y que condiciones de operación eran las más adecuadas para implementar en sistemas de refrigeración por absorción en la ciudad. También, se obtuvieron como resultado en algunos escenarios, IRR de hasta el 54,6 %, tiempos de retornos de la inversión bajos de entre 2 y 3 años, COP de hasta 0,77 y SCOP de hasta 0,52 en las condiciones más críticas correspondientes al día típico del mes seleccionado.

Si se desea llevar estos estudios de factibilidad a un mayor nivel de detalle que permita estudiar los mecanismos de transferencia de masa y calor, se requerirá evaluar los componentes claves del sistema. Por ello, al final se desarrolló como una herramienta complementaria para futuras investigaciones, una metodología para simular absorbedores de

burbujas mediante un modelo CFD y evaluar dichos mecanismos considerando los modelos multifase, los modelos de turbulencia y mezcla, la prueba de independencia del mallado, la cantidad de elementos de la malla y las variables para validar el modelo CFD correctamente (lo que no estaba definido con claridad en la literatura especializada).

Palabras clave: refrigeración por absorción, centros comerciales, colectores solares térmicos, gas natural y fluidos de trabajo

Abstract

This doctoral thesis presents an evaluation of the technical, environmental and economic feasibility of the implementation of absorption refrigeration systems in shopping centers located in the city of Barranquilla, Colombia, using $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ and $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ as working fluids. considering different energy sources for its activation (solar energy and/or natural gas).

To carry out this research, a review of the specialized literature of the technology was carried out. Three shopping centers were selected that characterize the largest number of this type of buildings according to the area to be conditioned and the size available for the installation of the systems. Subsequently, the thermal load for air conditioning in shopping centers was estimated from electrical power measurements and critical operating conditions were identified. Then, a thermodynamic model of absorption refrigeration systems using solar energy and/or natural gas was developed and validated with manufacturer data for different series of absorption refrigeration systems, obtaining relative errors of less than 1% in the evaporator and generator. . With this, a sensitivity analysis of the technical characteristics and performance indicators of the entire system was carried out using the two working fluids and two types of solar thermal collectors. Then, the different scenarios proposed for the selected shopping centers were studied, considering technical (including maintenance), environmental and economic factors. With this, it was determined what type of solar thermal collector, working fluid, energy source for activation, configuration and what operating conditions were the most appropriate to implement in absorption refrigeration systems in the city. Also, as a result in some scenarios, IRR of up to 54.6%, low investment return times of between 2 and 3 years, COP of up to 0.77 and SCOP of up to 0.52 in the most favorable conditions were obtained. reviews corresponding to the typical day of the selected month.

If it is desired to take these feasibility studies to a higher level of detail that allows studying the mechanisms of mass and heat transfer, it will be necessary to evaluate the key components of the system. For this reason, in the end, a methodology was developed as a complementary tool for future research to simulate bubble absorbers by means of a CFD model and to evaluate said mechanisms considering multiphase models, turbulence and mixing models,

the mesh independence test, the number of mesh elements and variables to validate the CFD model correctly (which was not clearly defined in the specialized literature).

Keywords: absorption refrigeration, shopping malls, solar thermal collectors, natural gas and working fluids

Lista de Tablas y Figuras

Tablas

Tabla 1 Características técnicas de sistemas de refrigeración por absorción [17,40,44,46,48].	366
Tabla 2 Sistemas de absorción con diferentes fluidos de trabajo y sus desempeños (Ta: Temperatura en el absorbedor, Tg: temperatura en el generador, Tc: temperatura en el condensador y Te: Temperatura en el evaporador) [17].	39
Tabla 3 Influencia de los fluidos de trabajo en el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción [17].	433
Tabla 4 Sistemas de refrigeración por absorción aplicados al acondicionamiento de aire y activados con llama directa, agua y gases de escape.	455
Tabla 5 Investigaciones con el desempeño de distintos ciclos de absorción.	49
Tabla 6 Sistemas de refrigeración por absorción disponibles en el mercado para el acondicionamiento de aire [20,73].	52
Tabla 7 Costos de los sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire.	544
Tabla 8 Indicadores técnicos y económicos usados en investigaciones sobre sistemas de refrigeración por absorción.	555
Tabla 9 Colectores solares térmicos usados [81].	58
Tabla 10 Sistema de refrigeración por absorción y colectores solares térmicos utilizados.	59
Tabla 11 Costos de los colectores solares y componentes reportados en investigación.	600
Tabla 12 Colectores solares térmicos más comercializados a nivel global [81].	611
Tabla 13 Centros comerciales más frecuentados por los habitantes de Barraquilla.	700
Tabla 14 Características de los centros comerciales seleccionados como caso de estudio.	722
Tabla 15 Balance de masa y energía del sistema de refrigeración por absorción.	79
Tabla 16 Indicadores económicos.	81
Tabla 17 Costos de capital unitario.	83
Tabla 18 Dimensiones de absorbedor de doble tubo.	85
Tabla 19 Condiciones de operación del absorbedor para las simulaciones CFD.	86
Tabla 20 Condiciones de frontera del modelo CFD.	92
Tabla 21 Métodos de solución seleccionados.	93

Tabla 22 Capacidad de enfriamiento vs flujo másico en absorbedor.	96
Tabla 23 Efectividades de los componentes del sistema de refrigeración por absorción [131,132].	96
Tabla 24 Resultados de validación.	98
Tabla 25 Número de enfriadoras por absorción y área de colectores solares requerida.	112
Tabla 26 Resultados de los modelos multifase utilizados.	127
Tabla 27 Perfiles de concentración de amoníaco y temperatura estimados para cada malla evaluada para el modelo CFD.	128
Tabla 28 Resultados de la prueba de precisión.	139
Tabla 29 Condiciones nominales de entrada del sistema de refrigeración por absorción serie LT-C [130].	1644

Figuras

Figura 1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.	29
Figura 2 Sistema de refrigeración por absorción de medio efecto [40].	31
Figura 3 Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto.	33
Figura 4 Sistema de refrigeración por absorción de triple efecto [40].	34
Figura 5 Sistema de refrigeración por absorción de GAX [40].	35
Figura 6 Enfriadoras por absorción de simple efecto: (a) Fluidos de trabajo usados en sistemas de refrigeración por absorción comerciales, (b) Fluidos de trabajo usados en prototipos experimentales en los últimos 35 años [49].	38
Figura 7 Variación del COP con diferentes fluidos de trabajo en sistemas de refrigeración por absorción [17].	42
Figura 8 COP de enfriadoras por absorción medidos experimentalmente y calculados en simulaciones [22].	522
Figura 9 Perfil horario mensual promedio de irradiación solar en Barranquilla (Ver anexo 7.1 para la figura en 3D).	68
Figura 10 Consumo de electricidad del sector terciario en Barranquilla [30].	69
Figura 11 Centros comerciales por localidad en Barranquilla.	72
Figura 12 Analizador de redes eléctricas y subestación de centro comercial.	74

Figura 13 Configuración del sistema de refrigeración por absorción.....	75
Figura 14 Esquema del absorbedor de burbujas implementado en el CFD.	855
Figura 15 Geometría del modelo CFD, (a, b, c) vistas laterales y (d) vista superior.	87
Figura 16 Malla utilizada en la discretización del modelo CFD.	87
Figura 17 Diagrama de dispersión de flujos de calor experimentales y simulados en el evaporador y generador de diferentes enfriadoras por absorción Thermax.....	97
Figura 18 Área de colectores solares para diferentes valores de irradiación solar.	1000
Figura 19 Estudio de sensibilidad aplicado en la enfriadora por absorción usando H ₂ O/LiBr.	1022
Figura 20 Flujo de calor del generador y el evaporador en la enfriadora por absorción operando con FPC, usando H ₂ O/LiBr.....	10404
Figura 21 Estudio de sensibilidad aplicado en la enfriadora por absorción con ETC, usando NH ₃ /LiNO ₃	107
Figura 22 Flujo de calor del generador y evaporador en la enfriadora por absorción con ETC usando NH ₃ /LiNO ₃	109
Figura 23 Consumo de energía de las enfriadoras por compresión mecánica de vapor. ...	1100
Figura 24 Porcentaje de la demanda de enfriamiento cubierta por sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar.	11313
Figura 25 Demanda de enfriamiento cubierta por sistemas de refrigeración por absorción activadas con energía solar con H ₂ O/LiBr y NH ₃ /LiNO ₃	11515
Figura 26 Demanda de enfriamiento respaldada por sistemas de refrigeración por absorción activados con gas natural.	119
Figura 27 Relación entre el calor absorbido por ETC y el calor recibido por el generador.	116
Figura 28 Demanda de enfriamiento cubierta por enfriadoras por absorción con H ₂ O/LiBr activadas por energía solar + gas natural.	117
Figura 29 Demanda de enfriamiento cubierta por enfriadoras por absorción con NH ₃ /LiNO ₃ que combinan energía solar y gas natural.	118
Figura 30 Proporción de la demanda de enfriamiento respaldada por enfriadoras por absorción con H ₂ O/LiBr y sistemas de compresión.	120

Figura 31 Proporción de la demanda de enfriamiento respaldada por enfriadoras por absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y sistemas de compresión.	121
Figura 32 Emisiones de gases de efecto invernadero estimadas para los sistemas de enfriamiento con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ durante su ciclo de vida.	12222
Figura 33 Emisiones de gases de efecto invernadero estimadas para los sistemas de enfriamiento con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ durante su ciclo de vida.	12424
Figura 34 Análisis económicos de los sistemas de enfriamiento por absorción.....	125
Figura 35 Concentración de NH_3 a la salida: Resultados del modelo CFD (malla 1) vs. Resultados experimentales [20].	1300
Figura 36 Resultados del modelo CFD con malla 1 y malla 3 vs. resultados experimentales [20] para el flujo de absorción.	13131
Figura 37 Flujo másico de absorción simulado vs. Flujo másico de la solución para dos temperaturas de agua de enfriamiento.	13232
Figura 38 Temperatura de la solución de salida: Resultados del modelo CFD vs. Resultados experimentales.	134
Figura 39 Coeficiente de transferencia de calor de la solución: Resultados del modelo CFD vs. Resultados experimentales.	135
Figura 40 Variación del coeficiente de transferencia de calor de la solución en función del flujo másico de la solución y la temperatura del agua de refrigeración.	136
Figura 41 Perfil de temperatura de la solución en el tubo interior.	137
Figura 42 Promedio de irradiación solar horaria por mes [112].	163
Figura 43 Cristalización de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ en el sistema de refrigeración por absorción con colector de placa plana.....	165
Figura 44 Variación del COP y el SCOP en el sistema de refrigeración por absorción con el colector de placa plana.....	166
Figura 45 COP con ETC en los centros comerciales ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$).	167
Figura 46 COP con ETC en los centros comerciales ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$).	167

Nomenclatura

A_c	Área de todos los colectores solares térmicos en un sistema, (m ²)	COP	Coeficiente de operación
A_{coll}	Área de un colector solar térmico, (m ²)	HB	Híbrido o combinado
C	Costo US \$	GN	Gas natural
C_p	Calor específico del agua, (kJ/kg K)		Subíndices
h	Entalpía específica (kJ/kg)	a	Absorbedor
I_s	Irradiación solar (kW/m ²)	p	Bomba
\dot{m}	Flujo masico, (kg/s)	c	Colector solar
N°_c	Número total de colectores solares	$cond$	Condensador
η_o	Eficiencia óptica de colector solar	el	Electricidad
η_{GN}	Eficiencia del quemador de gas	ev	Evaporador
P	Presión (kPa)	$ev\ comp$	Evaporador del Sistema de refrigeración por compresión de vapor
\dot{Q}	Transferencia de calor (kW)	Exp	Experimental
$tiempo_{uso}$	Tiempo de operación o uso (horas)	gen	Generador o desorbedor
		$ó$	
		d	

U	Coeficiente global de transferencia de calor (kW/m ² K)	<i>proy</i>	Proyección del ciclo de vida del proyecto
v	Volumen específico (m ³ /kg)	<i>op</i>	Operación
V	Volumen (m ³)	<i>inst</i>	Instalación
\dot{W}	Potencia consumida (kW)	<i>inv</i>	Inversión
X	Concentración de masa en la mezcla	<i>s</i>	Solar
F_r	factor de remoción de calor en el colector	<i>shx</i>	intercambiador de calor
ε	Efectividad de intercambiadores de calor, (%)	<i>u</i>	Útil
LHV	valor calorífico más bajo (kJ/kg)	Comp	compresión de vapor
D	Disponibilidad	Sist	Sistema total
MUT	Tiempo promedio de operación	Sist. Abs	Sistema de refrigeración por absorción
λ	Tasa de falla/1.000 h	Esp abs	Específico del sistema de absorción
$MTTR$	Tiempo promedio para reparar	em el	Emisión de CO ₂ (kg) atribuible al consumo de electricidad (Kwh)
MTBF	Tiempo entre falla	em GN	Emisión de CO ₂ (kg) atribuible al consumo de gas natural (m ³)

<i>NPV</i>	Valor presente neto	q	Fase
<i>IRR</i>	Tasa interna del retorno de la inversión	uc	Valor unitário de colector
μ	Tasa de falla/1.000 h	maint	mantenimiento
<i>HVAC</i>	Calefacción, ventilación y aire acondicionado	amb	ambiente
		L	Perdidas

Capítulo 1: Introducción

1.1 Problemática

A pesar de los esfuerzos internacionales por mitigar el cambio climático, el consumo de energía y la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) siguen incrementándose [1], [2]. La sobreexplotación de los combustibles fósiles para suplir las necesidades energéticas ha causado un daño creciente en la capa de ozono [2]. Considerando las necesidades futuras, se pronostica un incremento del 28% del consumo de energía global entre los años 2015 y 2040 [3], lo que acrecentaría aún más los efectos ambientales negativos que hoy enfrentamos.

Uno de los sectores que más contribuyen al consumo de energía global, es el sector de las edificaciones [4], que representa alrededor del 36% del consumo global, fundamentalmente para ventilación, calefacción y acondicionamiento de aire [5]. Los sistemas de acondicionamiento de aire representan el 50% del consumo total de energía de las edificaciones [5]. En particular, la explotación de sistemas de acondicionamiento de aire se ha incrementado en economías estables y/o emergentes de forma exponencial [6], [7].

Específicamente en Colombia, las importaciones de sistemas de acondicionamiento de aire para el sector comercial se han incrementado en un 46%, mientras que el consumo eléctrico de estos sistemas aumentó en un 22,8% [8], [9]. En particular, el departamento del Atlántico representa aproximadamente el 61,7% de los sistemas de acondicionamiento de aire a nivel nacional [10], siendo Barranquilla (la capital del Atlántico), la ciudad con mayor consumo eléctrico por metro cuadrado destinado para el acondicionamiento de aire, en centros comerciales (8 kWh/mes/m²) [10], [11].

En Barranquilla, los equipos de acondicionamiento de aire que se usan comúnmente en edificaciones son los sistemas de compresión mecánica de vapor [12]. Estos sistemas se caracterizan por un alto consumo de energía para el funcionamiento del compresor. Por otro lado, el portador energético usado para la activación de estos sistemas es la electricidad, lo cual, dificulta la disponibilidad de los mismos dado que la ciudad posee una confiabilidad y estabilidad baja en el servicio o suministro eléctrico [13], [14]. Esto ha llevado a la implementación de sistemas de respaldo eléctrico que consumen combustibles fósiles en muchas edificaciones, disminuyendo su rentabilidad económica. Por ello, una oportunidad

de reducir significativamente el consumo de energía eléctrica, mejorar la confiabilidad en el proceso de acondicionamiento de aire y disminuir la emisión de GEI, es la implementación de alternativas tecnológicas que usen calor como fuente de energía.

Los sistemas de refrigeración por absorción representan una alternativa que permite reducir significativamente el consumo de electricidad y las emisiones asociadas de GEI en los sistemas de acondicionamiento de aire [15]. La literatura especializada reporta ahorros en el consumo eléctrico al reemplazar sistemas de compresión mecánica del vapor por sistemas de refrigeración por absorción activados por energía solar que varían entre el 15,6 y el 48,3%, logrando coeficientes de desempeño (COP) entre 0,15 y 2,1 dependiendo de la configuración usada [15]–[17]. A pesar de que los sistemas de refrigeración por absorción se desarrollaron hace más de 160 años, aún se considera una tecnología no convencional sin la madurez tecnológica requerida por el mercado actual [18]. Su poca difusión, comparado con los sistemas de acondicionamiento de aire por compresión mecánica de vapor, se debe a factores económicos, falta de conocimientos, baja estandarización de sus componentes, y baja fiabilidad [19], [20]. Además, los sistemas de refrigeración por absorción en términos de tamaño y costos son más costosos y robustos en comparación a los sistemas de compresión mecánica y requieren más innovación y desarrollo para ser más competitivos.

Actualmente, hay diferentes iniciativas en desarrollo que promueven el uso de los sistemas de refrigeración por absorción [21]–[23] gracias a la factibilidad económica, lo que atrae más inversión para la implementación de sistemas de refrigeración por absorción [15], [24]. A pesar del potencial para reducir el consumo eléctrico y la emisión de GEI de los sistemas de absorción, resaltados en diferentes estudios técnico-económicos, se han realizados en pocos países. Esto implica seguir evaluando los distintos escenarios posibles para su uso a fin, de conocer el comportamiento y apropiación de estos.

La aceptación del uso de los sistemas de refrigeración por absorción se ha incrementado en Europa, Asia y Estados Unidos, mientras que en América Latina su aplicación ha sido escasa [25]. En general, en América Latina se desconoce el potencial energético de esta tecnología y su comportamiento en distintas condiciones ambientales y operativas. Colombia cuenta con un alto potencial de energía solar y tiene bajos costos de gas natural [26]. En particular, en Barranquilla hay un potencial significativo para el aprovechamiento de energía solar,

combinado con la disponibilidad de gas natural a bajos costos económicos, por lo que tiene un potencial considerable para la implementación de sistemas de absorción.

A pesar, de la irradiación solar disponible y del bajo costo del gas natural, en Barranquilla el uso de la refrigeración por absorción es limitado debido al desconocimiento de los equipos, la falta de información del potencial energético considerando distintas condiciones de diseño de los sistemas de absorción, los costos de estos sistemas, las limitaciones de los fluidos de trabajo, y la incertidumbre sobre los tiempos de amortización de esta tecnología [25], [27].

1.2 Justificación

Por su marcada influencia sobre el cambio climático, el incremento del consumo global de energía es una de las mayores preocupaciones de la agenda internacional en la actualidad [4], [28]. En particular, el 65,2 % de la producción global de electricidad, se obtiene a partir del uso de combustibles fósiles (carbón, gas y petróleo), lo que implica la emisión anual de más de 33.810 millones de toneladas de dióxido de carbono equivalente ($\text{CO}_{2,\text{eq}}$) [29]. Las edificaciones, que consumen alrededor del 40% de la electricidad, representan uno de los principales consumidores a nivel global [4], [5]. Para el 2030, se pronóstica que el consumo de las edificaciones aumente en un 50 % aproximadamente [1], [4]. Alrededor del 36% de la energía consumida en edificaciones, se usa para la ventilación, la calefacción y el acondicionamiento de aire [5].

En Colombia, los sistemas de acondicionamiento de aire representan alrededor del 22,8% del total del consumo de energía del sector terciario [9]. Según el DANE, el departamento del Atlántico cuenta con el mayor número de aires acondicionados y Barranquilla tiene los centros comerciales con mayor consumo de energía para el acondicionamiento de aire ($\approx 8 \text{ kWh/m}^2$) [10], [30]. Este consumo es significativamente mayor comparado con otras regiones del país, producto a las condiciones climáticas de la ciudad [10], [30]. Dado que los centros comerciales requieren mantener estándares de confort específicos en grandes áreas para satisfacer las necesidades de los clientes y visitantes, tienen altas demandas de energía comparado con otras edificaciones [31]. En centros comerciales, la tecnología usada tradicionalmente para la climatización es el sistema de refrigeración por compresión mecánica del vapor, siendo además el mayor consumidor de electricidad en estas

edificaciones [5], [15]. Por consiguiente, considerar el uso de alternativas tecnológicas que usen otras fuentes de energía es una opción para disminuir el consumo eléctrico y la emisión asociada de GEI.

Barranquilla tiene un potencial importante de irradiación solar (5 kWh/m^2) combinado con bajos costos económicos del gas natural [26], [32]. Sin embargo, existen varios problemas de calidad en el servicio eléctrico [13], [14]. La mala calidad del servicio eléctrico en Barranquilla ha provocado que muchos centros comerciales implementaran sistemas de respaldo eléctrico, lo que aumenta los costos de operación e inversión en este sector [33]. Por lo general, las redes de suministro de gas tienen menor frecuencia de falla comparado con las redes eléctricas [34], mientras que el uso de energía solar podría formar parte de la solución como fuente de activación para los equipos de acondicionamiento de aire en centros comerciales. La combinación de la energía solar y el gas natural pueden realizarse al usar sistemas de refrigeración por absorción [16], [35], que representan la tecnología de refrigeración no convencional más usada globalmente para la refrigeración y el acondicionamiento de aire [23].

Existen diferentes estudios que evalúan el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción para distintas condiciones de explotación, que permiten disminuir las barreras a su implementación [22], [23], [36]. Cada evaluación debe desarrollarse de forma independiente, en función de parámetros ambientales como la irradiación solar, la temperatura ambiente, parámetros técnicos como el perfil de demanda de frío, y las características técnicas de los sistemas de refrigeración por absorción considerados [36], [37]. En regiones con alto potencial de energía solar, el periodo de recuperación de la inversión de sistemas de refrigeración por absorción activados por energía solar varía entre los 2,8 y los 21 años [36], [38], [39]. Este rango de recuperación de la inversión demuestra la necesidad de evaluar individualmente la factibilidad de los sistemas de refrigeración por absorción para las condiciones de operación definidas en cada caso.

A pesar de ello, en el departamento del Atlántico, la implementación de sistemas de refrigeración por absorción es baja, debido a la poca información de su potencial energético, a los costos de la tecnología, la poca información y la baja formación en el tema [25], [27]. En Particular, Barranquilla capital del departamento presenta un alto consumo de energía

eléctrica debido a el uso de sistemas de refrigeración convencionales. Sin embargo, el uso de sistemas de refrigeración por absorción en la ciudad requiere ser evaluado desde un punto de vista técnico, ambiental y económico, con fluidos de trabajo apropiados. Además, de la incertidumbre de la efectividad de la evaluación de la transferencia de calor usando elementos finitos y dinámica de fluido computacional en las condiciones mencionadas. Los modelos termodinámicos y la dinámica de fluido computacional (CFD) pueden facilitar la caracterización de los sistemas de refrigeración por absorción y sus componentes a menores costos, aunque deben ser desarrollados y validados adecuadamente para obtener resultados confiables. En este caso, debe evaluarse la factibilidad tecnológica considerando su rendimiento bajo diferentes configuraciones y usando diferentes fuentes de energía y fluidos de trabajo. Los resultados obtenidos de dicha evaluación tendrían un impacto significativo en el sector de las edificaciones para el fortalecimiento y la promoción del uso de tecnologías de refrigeración por absorción activadas por energía solar o gas natural en Barranquilla.

1.3 Preguntas de investigación

¿Es técnico-económicamente factible climatizar centros comerciales en Barranquilla con sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar/gas natural?

¿Cuál es la fuente de activación (solar o gas natural), tipo de colector solar térmico (placa plana o tubo de vacío) y fluidos de trabajo son los más apropiados para los sistemas de refrigeración por absorción en los centros comerciales de Barranquilla?

¿Qué características debe tener un modelo de CFD para el estudio de los procesos de transferencia de calor y masa en el componente más crítico (absorbedor) del sistema de refrigeración por absorción?

1.4 Objetivo

Esta investigación pretende contribuir al desarrollo y difusión de los sistemas de refrigeración por absorción, en busca de la transición hacia tecnologías sostenibles y amigables con el medio ambiente a escala global.

1.4.1 Objetivo general

Evaluar la factibilidad técnico-económica de la refrigeración por absorción activada por energía solar o gas natural y considerando diferentes fluidos de trabajo, en centros comerciales de Barranquilla.

1.4.2 Objetivos específicos

Basado en el objetivo general de la tesis, los objetivos específicos son:

Objetivo específico 1: Desarrollar una revisión sistemática de la literatura especializada sobre sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire y modelamiento de absorbedores.

Objetivo específico 2: Determinar la carga térmica para acondicionamiento de aire en centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Objetivo específico 3: Simular el funcionamiento de sistemas de refrigeración por absorción bajo diferentes configuraciones para centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Objetivo específico 4: Evaluar económica y ambientalmente la implementación de diferentes configuraciones de sistemas de refrigeración por absorción para centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Objetivo específico 5: Evaluar los procesos de transferencia de calor y masa en un absorbedor a las condiciones de interés para sistemas de refrigeración por absorción activados por fuentes de calor de baja temperatura en climas cálidos, por medio de un modelo CFD.

1.5 Metodología de investigación

Para el desarrollo y cumplimiento de cada objetivo específico se implementaron las siguientes actividades:

Objetivo específico 1: Desarrollar una revisión sistemática de la literatura especializada sobre sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire y modelamiento de absorbedores.

Actividades:

- 1.1 Identificar de la literatura especializada los estudios sobre sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire y activados con energía solar y otras fuentes de energía.
- 1.2 Identificar las características técnico-económicas de colectores solares térmicos.
- 1.3 Identificar los estudios numéricos y parámetros para el modelamiento de absorbedores utilizando técnicas de CFD.

Objetivo específico 2: Determinar la carga térmica para acondicionamiento de aire en centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Actividades:

- 2.1 Identificación de las condiciones ambientales (Temperatura ambiente e irradiación) y características principales de centros comerciales más frecuentados de la ciudad de Barranquilla.
- 2.2 Selección de los centros comerciales de la ciudad de Barranquilla para los casos estudios.
- 2.3 Medición del área disponible para el uso de sistemas de refrigeración por absorción y colectores solares térmicos en los centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.
- 2.4 Estimación del calor total en el evaporador y las horas de uso de los sistemas de acondicionamiento de aire en los centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Objetivo específico 3: Simular el funcionamiento de sistemas de refrigeración por absorción bajo diferentes configuraciones para centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Actividades:

- 3.1 Desarrollo del modelo termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción activado con energía solar/ gas natural.
- 3.2 Validación del modelo termodinámico de sistema de refrigeración por absorción.
- 3.3 Seleccionar el tipo de colector térmico a partir de un análisis paramétrico del sistema de refrigeración por absorción considerando colectores solares térmicos de placa plana, de tubo de vacío y diferentes fluidos de trabajos.
- 3.4 Evaluación del COP, el SCOP, el consumo de gas natural y la demanda de enfriamiento cubierta por los sistemas de refrigeración por absorción para cada caso estudio propuesto.

Objetivo específico 4: Evaluar económica y ambientalmente la implementación de diferentes configuraciones de sistemas de refrigeración por absorción para centros comerciales seleccionados de la ciudad de Barranquilla.

Actividades:

- 4.1 Selección de los indicadores económicos y ambientales para la evaluación del ciclo de vida de los sistemas de refrigeración por absorción de cada caso de estudio.
- 4.2 Determinación del número adecuado de sistemas, su factibilidad económica y el impacto ambiental para cada caso de estudio.
- 4.3 Comparación de los resultados de los costos económicos e impacto ambiental para cada caso de estudio.

Objetivo específico 5: Evaluar los procesos de transferencia de calor y masa en un absorbedor a las condiciones de interés para sistemas de refrigeración por absorción activados por fuentes de calor de baja temperatura en climas cálidos, por medio de un modelo CFD.

Actividades:

- 5.1 Desarrollo de una metodología para el análisis de la transferencia de calor y masa de absorbedores aplicando dinámica de fluidos computacional (CFD).
- 5.2 Desarrollo de un modelo CFD de un absorbedor para sistemas de refrigeración por absorción.
- 5.3 Determinación de la transferencia de calor y masa en el absorbedor bajo diferentes condiciones de operación.
- 5.4 Validación de los resultados del modelo CFD del absorbedor.

1.6 Estructura del documento

La tesis se compone de seis capítulos. En el capítulo uno, se describe la problemática que da origen a la tesis, su justificación, los objetivos y otros aspectos de la metodología de investigación.

En el capítulo dos se presenta el estado del arte de las tecnologías de refrigeración por absorción, incluyendo fluidos de trabajo utilizados, aplicaciones en sistemas de acondicionamiento de aire, sistemas de refrigeración activados con energía solar y otras fuentes energéticas para la activación, el mercado actual de las tecnologías integradas e indicadores técnico-económicos relacionados, mercado actual de colectores solares y finalmente, el estado del arte sobre modelación CFD de absorbedores.

En el capítulo tres se describe la metodología de investigación en detalle. En este se evidencia el procedimiento de selección de los centros comerciales, las características del modelo termodinámico para la simulación del sistema de refrigeración por absorción, los indicadores seleccionados para el estudio ambiental y económico, y finalmente, la descripción detallada de la metodología para la construcción del modelo CFD.

En el capítulo cuatro se presentan los resultados técnicos, ambientales y económicos a partir de la simulación de los sistemas de refrigeración por absorción para cada centro comercial seleccionado, considerando energía solar y/gas natural como fuentes de activación. Para ello, se detallan los resultados de la validación del modelo termodinámico, se establecen las condiciones de operación, se realiza un análisis de sensibilidad del sistema de refrigeración por absorción activado con energía solar considerando colectores solares térmicos planos (FPC) y de vacío (ETC). Además, se desarrolla la simulación termodinámica del sistema de

refrigeración por absorción para los casos estudio con diferentes fluidos de trabajo, se muestra la demanda de frío cubierta y el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción, se presentan las emisiones de CO₂ asociadas a cada tecnología, se discuten los resultados económicos y finalmente se identifica cual es la configuración más apropiada para cada centro comercial considerando.

En el capítulo cinco se presentan los resultados del estudio de transferencia de masa y calor del absorbedor escogido usando CFD y la metodología propuesta. Además, se presentan los resultados de la validación considerando la variación de diferentes parámetros que afectan el rendimiento del absorbedor.

En el capítulo seis, se presentan las conclusiones de la presente investigación doctoral y algunas recomendaciones para futuras investigaciones.

Capítulo 2: Estado del arte

2.1 Introducción

En este capítulo se presenta un resumen de las tecnologías de refrigeración por absorción y de los fluidos de trabajo usados. Además, se presenta el estado del arte de los estudios sobre sistemas de refrigeración por absorción aplicados al acondicionamiento de aire, y de los sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar y otras fuentes alternativas de energía. Adicionalmente, se resumen los indicadores técnicos y económicos considerados para evaluar los sistemas de absorción, así como el estado del mercado actual de los sistemas de absorción y colectores solares térmicos. Finalmente se discute una revisión de estudios sobre la simulación CFD de absorbedores, siendo este el componente crítico de los sistemas de refrigeración por absorción.

2.2 Tecnología de refrigeración por absorción

En general, los sistemas de refrigeración por absorción son similares a los sistemas de refrigeración por compresión. La principal diferencia radica en que se usa un compresor en el sistema por compresión mecánica de vapor, mientras que en los sistemas de absorción usan un compresor térmico. El compresor térmico incluye un absorbedor, un generador, un intercambiador de calor, una bomba de flujo, una válvula de expansión, mientras que el fluido de trabajo es una mezcla refrigerante-absorbente de gran afinidad [40]. En particular, el absorbedor y el generador son los componentes críticos del sistema debido a los procesos de transferencia de calor y masa que se desarrollan en ellos [41], [42].

La Figura 1 muestra la configuración simplificada del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. Esta es la más básica entre los sistemas de refrigeración por absorción.

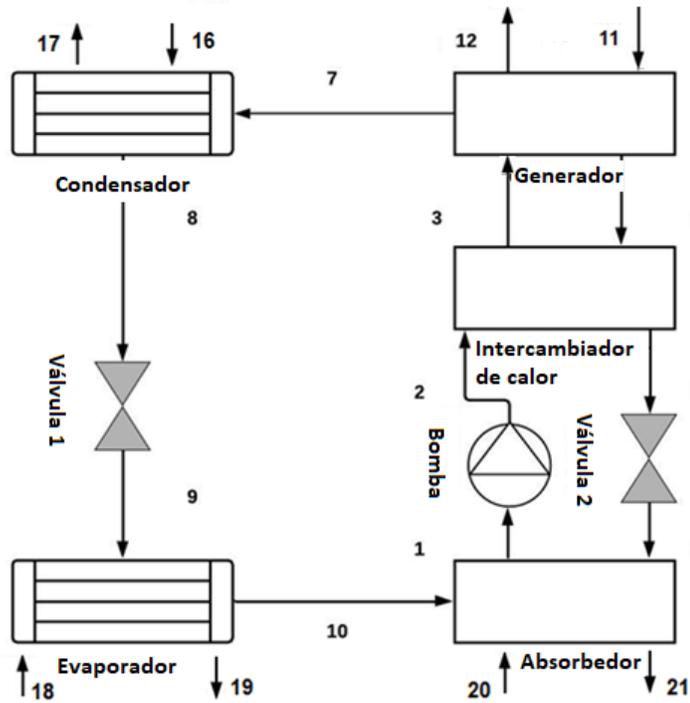


Figura 1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.

En la configuración de simple efecto, el vapor de refrigerante que sale del evaporador (punto 10 en la Figura 1) es absorbido por una mezcla compuesta del refrigerante y el absorbente (punto 6 en la Figura 1) (solución pobre en refrigerante) dentro del absorbedor produciendo una reacción exotérmica [40]. Para mantener el proceso de absorción, el calor liberado del fluido de trabajo debe salir del sistema y por ello, intercambia calor con otro fluido externo que entra al absorbedor (punto 20 en la Figura 1). La solución rica en refrigerante que sale del absorbedor (punto 1 en la Figura 1), es impulsada por una bomba de flujo hacia intercambiador de calor (punto 2 en la Figura 1) y luego pasa al generador o desorbedor (punto 3 en la Figura 1). En la mayoría de las aplicaciones, se usa un intercambiador de calor entre la bomba y el generador para precalentar el fluido de trabajo que sale de la bomba (punto 2 en la Figura 1) con el fluido que sale del generador (punto 4 en la Figura 1), y así, disminuir los requerimientos de energía en el generador. En el generador, el refrigerante absorbido en el absorbedor es separado de la mezcla al evaporarse por el calor que absorbe de la corriente de agua (punto 11 en la Figura 1). El refrigerante sale del generador (punto 7 en la Figura 1) hacia el condensador y luego se condensa (punto 8 en la Figura 1), para continuar con el ciclo de refrigeración habitual.

Para evaluar el desempeño termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción se usa el indicador coeficiente de desempeño (COP), que representa la relación entre el flujo de calor en el evaporador y el flujo de calor en el generador más la potencia consumida por la bomba:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \quad (1)$$

donde \dot{Q}_{ev} es el flujo de calor absorbido en el evaporador, \dot{Q}_{gen} es el flujo de calor en el generador, y \dot{W}_p es la potencia de la bomba en el circuito de solución.

Hay que destacar que en la literatura especializada generalmente se desprecia la potencia de la bomba en el cálculo del COP [40].

En general, los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar según diferentes criterios:

a) **Método de activación:**

- **Llama directa:** La fuente de calor es un gas caliente, o un combustible que se quema directamente en el generador del sistema de refrigeración por absorción.
- **Llama indirecta:** Estos sistemas usan un fluido como medio de transporte de la energía de activación del ciclo el cual puede ser agua a presión o un aceite térmico. La energía de activación del ciclo puede venir de calor no aprovechado de otros procesos, o de fuentes de temperaturas baja o media como energía solar [40].

b) **Método de disipación de calor:**

- **Enfriado por aire:** Estos sistemas usan corrientes inducidas de aire para disipar el calor del fluido de trabajo que circula en el absorbedor y en el condensador.
- **Enfriado por agua:** El calor en el absorbedor y en el condensador es disipado por agua. Este calor es posteriormente evacuado en una torre de enfriamiento. Esta configuración evita riesgos de cristalización en la solución del refrigerante cuando la mezcla de trabajo es H₂O/LiBr. Sin embargo, se crea un ambiente propicio para el crecimiento de la legionela, por ello, el mantenimiento debe ser más estricto que en el caso de disipación de calor por aire [40], [43], [44].

c) Número de efectos

El término efecto se refiere al número de generadores en el sistema de absorción y se presentan a continuación [45]:

- **Medio efecto:** La Figura 2 muestra un sistema de refrigeración por absorción de medio efecto. La temperatura de entrada de calor requerida es menor que la de un solo efecto con las mismas temperaturas de producción de agua fría y de disipación de calor; sin embargo, su rendimiento es bajo.

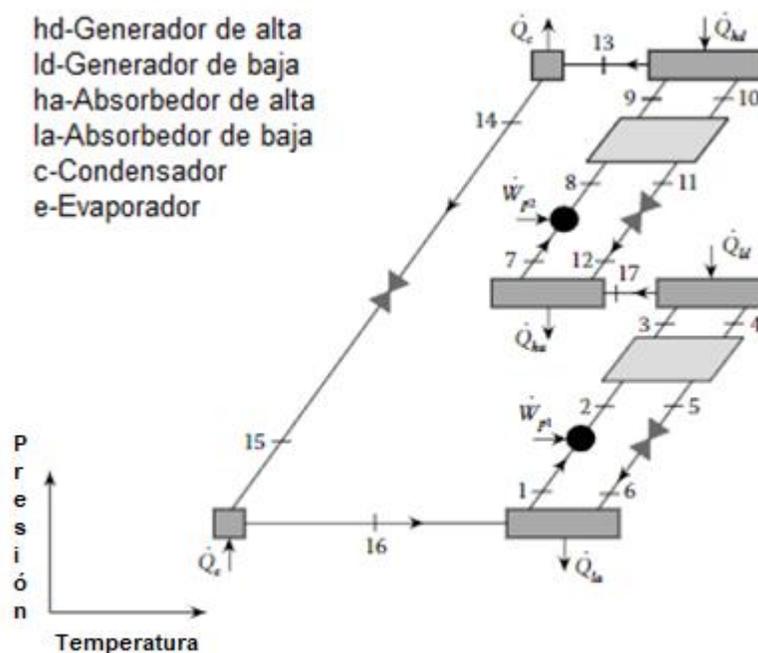


Figura 2 Sistema de refrigeración por absorción de medio efecto [40].

El sistema de efecto medio tiene como componentes principales un absorbedor de baja presión y uno de alta presión, y un generador de baja presión y uno de alta presión. El COP típico de este tipo de máquina es de 0,4. En la literatura especializada se reporta COP entre 0,2 y 0,45 [17], [40], [46].

El sistema de medio efecto funciona en tres niveles de presión. El calor para activar el ciclo se transfiere en paralelo a los dos generadores a la misma temperatura. Esta

configuración se propuso para explotar fuentes de calor a temperaturas menores a las temperaturas de activación de los sistemas de simple efecto con H₂O/LiBr [40].

- **Simple efecto:** La configuración más básica del sistema de absorción se muestra en la Figura 1, descrita al inicio del capítulo 2. El COP de los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto varía en función de diferentes factores (tipo de fluido de trabajo, tamaño de intercambiadores y de generadores, etc.). En general, para condiciones nominales el COP varía entre 0,2 y 0,96 [47] . Por lo general, los sistemas de simple efecto pueden activarse con temperaturas entre 80°C y 120°C.
- **Doble efecto:** Los sistemas de absorción de doble efecto son activados por fuentes de calor alrededor de 170°C. La Figura 3 muestra el esquema del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto. Estos sistemas tienen un generador adicional de alta temperatura, otra válvula de expansión y un condensador adicional al sistema de simple efecto. Uno de los generadores trabaja a una temperatura menor y a una presión intermedia para aprovechar el calor rechazado del condensador a alta presión. En estos sistemas el COP en condiciones nominales varía entre 0,8 y 1,2 [36], [47].

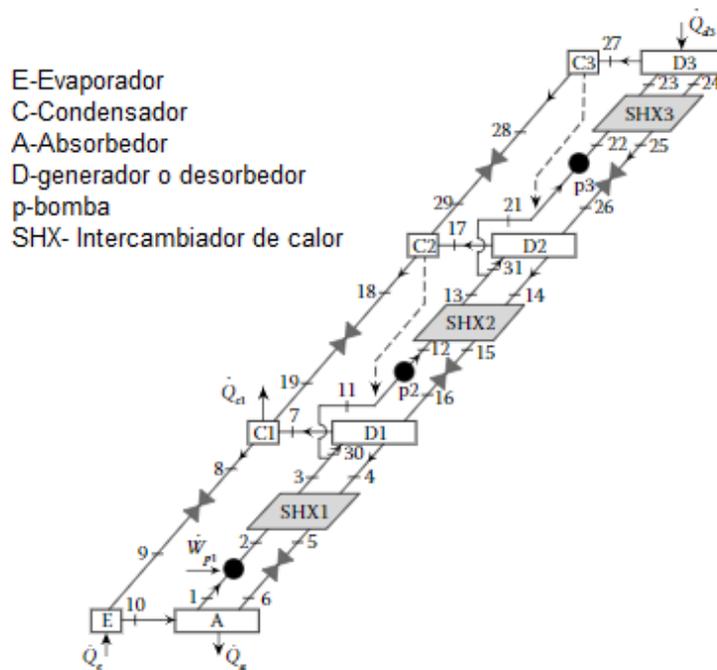


Figura 4 Sistema de refrigeración por absorción de triple efecto [40].

- GAX:** El término GAX se refiere al intercambio de calor del generador y el absorbedor. Esta configuración es similar al sistema de absorción de efecto simple. La Figura 5 muestra el sistema de refrigeración por absorción GAX. El absorbedor y el generador se dividen en dos secciones. En una sección del absorbedor, el calor liberado por el proceso de absorción tiene una temperatura baja, y en la otra sección el calor liberado tiene una temperatura más alta. El fluido de trabajo usado en la literatura especializada es $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. En el mercado actual, su comercialización es casi nula [22], [23], [36].

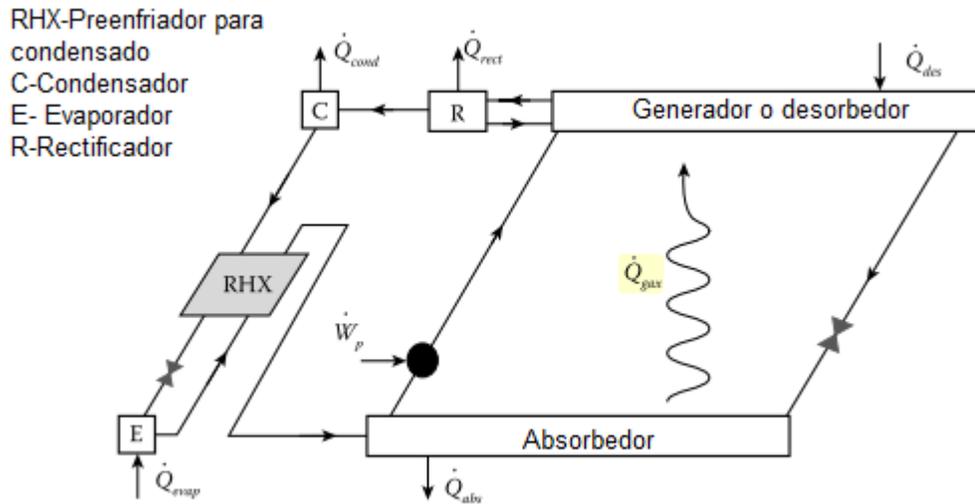


Figura 5 Sistema de refrigeración por absorción de GAX [40].

d) **Según el fluido de trabajo:** Los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar también según el fluido de trabajo usado. Los fluidos de trabajo más usados y que están disponibles comercialmente son:

- **H₂O/LiBr:** Se usa para temperaturas de evaporación superiores a 5°C por el riesgo de congelamiento. Este se usa habitualmente para el acondicionamiento de aire.
- **NH₃/H₂O:** Se usa para temperaturas de evaporación de 0°C o inferiores. Este se usa habitualmente para refrigerar.

Los otros fluidos de trabajo se detallan en la subsección 2.3.

e) **Según su aplicación:** Dependiendo de la aplicación los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar como:

- **De acondicionamiento de aire:** operan a temperaturas de evaporación superiores a 0°C enfocados al acondicionamiento de aire en espacios confinados. Por lo general, estos sistemas usan H₂O/LiBr como fluido de trabajo.
- **De refrigeración:** Operan con temperaturas inferiores a 0°C, empleándose en procesos industriales, almacenamiento de alimentos, etc. Usualmente se usa NH₃/H₂O como fluido de trabajo.

La Tabla 1, muestra un resumen de distintos sistemas de absorción, considerando la temperatura de la fuente, la potencia de refrigeración, fluido de trabajo, el COP y su desarrollo comercial.

Tabla 1. Características técnicas de sistemas de refrigeración por absorción [17], [40], [44], [46], [48].

Sistema de absorción	Temperatura de activación (°C)	Potencia de refrigeración (kW)	Fluido de trabajo	COP	Comercial
Simple efecto	75-135	11,9-351,7	H ₂ O/LiBr	0,15-0,96	Si
Simple efecto	80-135	10,5-87,9	NH ₃ /H ₂ O	0,5	Si
Doble efecto, llama indirecta	120-170	400-5.500	H ₂ O/LiBr	0,8-1,2	Si
Doble efecto, llama directa	120-170	400-5.500	H ₂ O/LiBr	1,0-1,2	Si
GAX, llama directa	180-200	17,6	Aire	0,9	No
Triple efecto, llama directa	200-300	527,5-1.399,7	H ₂ O/LiBr	1,4-1,7	Si
Triple efecto, vapor de agua y llama indirecta	400-500	527,5-1.399,7	H ₂ O/LiBr	1,4-1,5	Si
Medio efecto	Baja	N/A	NH ₃ /H ₂ O	0,2-0,45	No
Absorción - compresión	-	-	NH ₃ /H ₂ O H ₂ O/LiBr	4,5<	Por separado
Dual	-	-	NH ₃ /H ₂ O H ₂ O/LiBr	-	No

Membrana osmótica	80-110	10	H ₂ O/LiBr	0,6	Si (solo Yazaki Inc.)
Por Difusión	140-200	175,8-1.055	NH ₃ /H ₂ O He	0,05-0,2	Si

En general, el COP varía de 0,05 hasta 4,5 y las temperaturas de activación entre 75°C hasta 500°C a nivel comercial. Si bien el COP es mayor a medida que aumentan las etapas en los sistemas de refrigeración por absorción, se evidencia el uso de diferentes fluidos de trabajo para cada característica técnica presentada (ver tabla 1). De acuerdo a la literatura especializada, el COP y la temperatura de activación de estos sistemas puede variar de forma significativa con diferentes fluidos de trabajo [17], [49].

Por otro lado, recientes estudios muestran mejoras significativas del COP por el uso de fluidos de trabajos emergentes [17], [40], [44], [46], [48], [49]. A pesar de ello, no existe mucha variedad a nivel comercial del uso de otros fluidos de trabajo lo cual, refleja la importancia de la evaluación de otros fluidos de trabajo en sistemas comerciales de refrigeración por absorción.

2.3 Fluidos de trabajo (convencionales y otros de potencial uso futuro)

En la Figura 6, se muestra el uso de los fluidos de trabajo en sistemas de refrigeración por absorción que se encuentran en el mercado y de prototipos experimentales en los últimos 35 años. En general, solo dos fluidos de trabajo (NH₃/ H₂O y el H₂O/LiBr) son ofertados en los sistemas de refrigeración por absorción en el mercado[50]. De estos, el fluido de trabajo más empleado en sistemas de refrigeración por absorción es el H₂O/LiBr (64,3%).

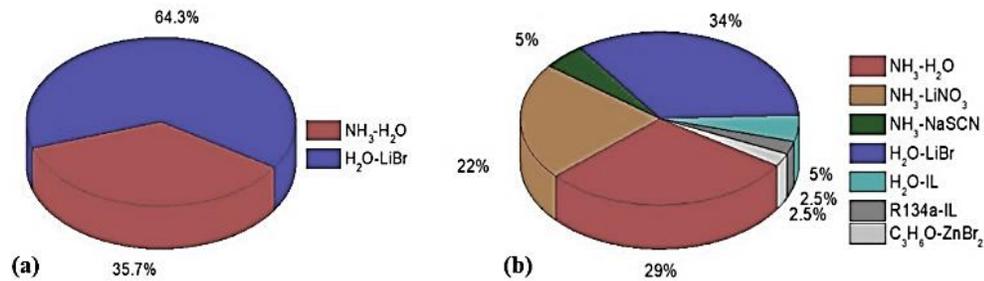


Figura 6 Enfriadoras por absorción de simple efecto: (a) Fluidos de trabajo usados en sistemas de refrigeración por absorción comerciales, (b) Fluidos de trabajo usados en prototipos experimentales en los últimos 35 años [50].

De los fluidos de trabajo no comerciales y el de mayor uso en prototipos de sistemas de refrigeración por absorción, es el amoníaco/nitrato de litio ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$) con un 29%), seguido del amoníaco/tiocianato de sodio (NH_3/NaSCN) con un 5%. Esto posiciona a el $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ como un fluido de trabajo con alto potencial comercialización en los sistemas de refrigeración por absorción; sin embargo, la tendencia se centra en seguir investigando este fluido de trabajo para su implementación en diferentes condiciones de operación.

En la literatura especializada se han desarrollado diferentes estudios que miden las propiedades de los fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción [17], [40], [50]. En algunas investigaciones, las propiedades de fluidos de trabajo convencionales como $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, se mejoran adicionando aditivos y/o nanopartículas para incrementar el desempeño en ciertos rangos de operación [17]. En soluciones de acuosas de sal como el LiBr, el componente de sal precipita cuando la fracción de masa de este excede el límite de solubilidad. Este límite varía con la temperatura del fluido acelerando la precipitación de la fracción de LiBr. La precipitación de la sal (cristalización) en una solución puede apagar un sistema de refrigeración por absorción. Por consiguiente, diferentes estudios evalúan mezclas para mejorar el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción [17], [50]. En general, los sistemas de refrigeración por absorción que usan fluidos de trabajo binarios (compuesto por un fluido refrigerante y uno absorbente) muestran un desempeño (COP) alto a temperaturas entre 337 K y los 355 K en el generador, pero a mayores temperaturas, el fluido de trabajo cuaternario posee un mayor desempeño en el sistema

desplazando la línea de cristalización de la solución, aunque en este caso el desempeño a bajas temperaturas disminuye significativamente [50]. La selección del fluido de trabajo dependerá de las temperaturas de operación del sistema, a los costos de adquisición asociados, su accesibilidad y a las características fisicoquímicas del mismo en las condiciones de operación.

Un fluido de trabajo para sistemas de refrigeración por absorción debe cumplir las siguientes características [20]:

- Miscibilidad o afinidad total dentro del rango de condiciones de operación en el absorbedor.
- La mezcla tiene que ser químicamente estable.
- Baja toxicidad.
- No corrosivo y amigable con el medio ambiente.
- El refrigerante tiene que ser mucho más volátil que el absorbente. La diferencia de punto de ebullición entre el refrigerante puro y la mezcla a la misma presión debe ser lo mayor posible.
- La mezcla y el refrigerante no deben presentar fase sólida en los rangos de operación del sistema.
- Propiedades de transporte favorables (viscosidad, coeficiente de difusión, conductividad térmica) para la transferencia de calor y masa.
- Bajo costo.

La Tabla 2, muestra un resumen de los sistemas de absorción con diferentes fluidos de trabajo y su desempeño.

Tabla 2 .Sistemas de absorción con diferentes fluidos de trabajo y sus desempeños (T_a : Temperatura en el absorbedor, T_g : temperatura en el generador, T_c : temperatura en el condensador y T_e : Temperatura en el evaporador) [17].

Tipo de ciclo	Fluido de trabajo	Temperaturas de operación. (°C)	COP
----------------------	--------------------------	--	------------

Simple efecto	H ₂ O/(LiBr+ LiI+ Li-NO ₃ + LiCl)	26 < Ta < 60 70 < Tg < 120 26 < Tc < 60 2 < Te < 5	0,6–0,96
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	30 < Ta < 45 80 < Tg < 105 30 < Tc < 45 4 < Te < 10	0,57–0,82
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	17 < Ta < 48 58,5 < Tg < 110 17 < Tc < 48 0 < Te < 30	0,15–0,75
Simple efecto	H ₂ O/LiCl H ₂ O/LiBr	31 < Ta < 37 55 < Tg < 90 31 < Tc < 37 1 < Te < 11	0,12–0,38
Simple efecto de doble elevación	TFE-TEGDME+ MeOH- TEGDME+ NH ₃ /H ₂ O	35 < Ta < 45 65 < Tg < 105 Tc = 35 -5 < Te < -10	0,2–0,45
Simple efecto		25 < Ta < 50	0,65–0,92
Medio efecto	H ₂ O/LiBr	55 < Tg < 165	0,32–0,45
Doble efecto (Serie)		25 < Tc < 50 2 < Te < 19	1,1.-1,75
Simple efecto		25 < Ta < 45	0,65–0,75
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	120 < Tg < 150 28 < Tc < 36 5 < Te < 10	1,15–1,3

Simple-Doble-efecto	H ₂ O/LiBr	27 < Ta < 32 70 < Tg < 95 27 < Tc < 32	1,8–2,1
		7 < Te < 15	
Doble efecto (Series) (Paralelo)	H ₂ O/LiBr	30 < Ta < 45 30 < Tc < 45 2 < Te < 11	1,17–1,42 1,32–1,5
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	33 < Ta < 42 107 < Tg < 207 32 < Tc < 42 4 < Te < 10	0,9–1,3
Doble efecto (serie)	H ₂ O/LiBr	25 < Ta < 40 85 < Tg < 170 30 < Tc < 45	0,9–1,4
		2.5 < Te < 10	
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	20 < Ta < 35	0,3–1,2

La tabla 2 muestra que el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto que usa H₂O/(LiBr+LiI+Li+NO₃+LiCl) como fluido de trabajo, presenta el COP más alto en su categoría. Sin embargo, no se usa de forma comercial porque al aumentar el número de componentes se incrementan los costos significativamente.

La Figura 7 muestra el incremento del COP en relación con los fluidos de trabajo.

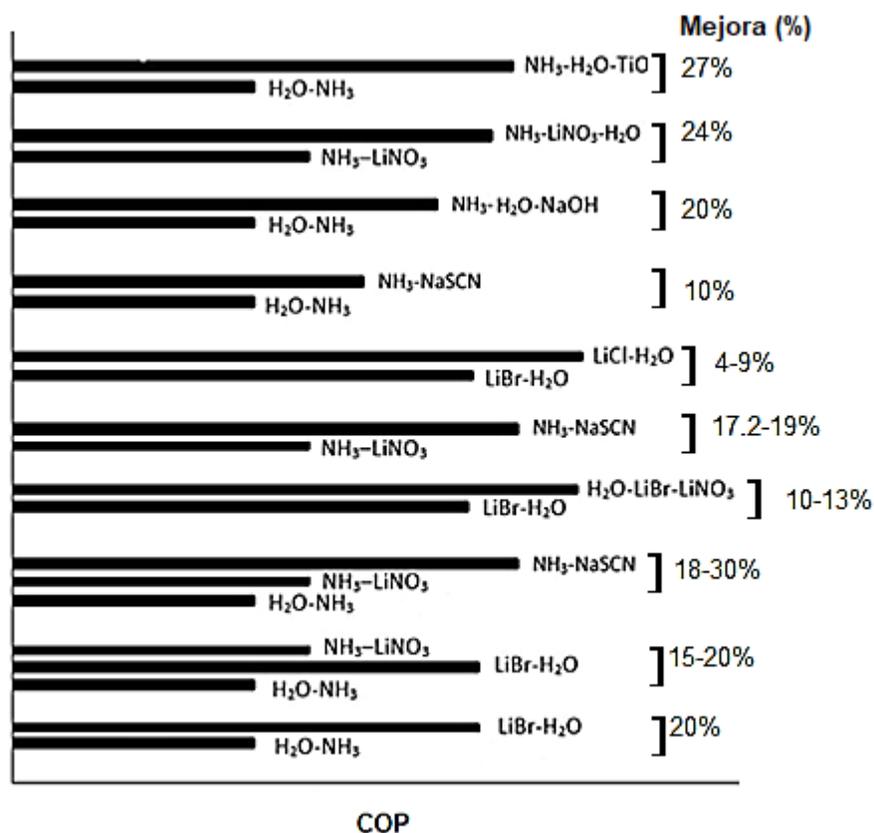


Figura 7 Variación del COP con diferentes fluidos de trabajo en sistemas de refrigeración por absorción [17].

En la Figura 7 se destaca la mejora relativa del COP usando NH₃/(H₂O+TiO₂) (nanopartículas) en relación, al NH₃/H₂O. En general, la adición de nanopartículas en soluciones como H₂O /LiBr puede mejorar el desempeño en la transferencia de calor entre el 10% y el 55% en los sistemas de refrigeración por absorción [47]. También, resaltan el H₂O/LiCl y H₂O/(LiBr+LiNO₃) que muestran los mejores desempeños. A pesar de ello, el incremento del COP relativo fue similar a otros fluidos de trabajo mientras los costos de adquisición de las nanopartículas o demás elementos aumentan significativamente el costo del sistema.

La influencia del fluido de trabajo en la operación y el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción se presenta en la Tabla 3.

Tabla 3. Influencia de los fluidos de trabajo en el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción [17].

Tipo de ciclo	Fluido de trabajo	Observación
Doble efecto	NH ₃ /LiNO ₃	Opera a una temperatura en el generador más baja y posee un mayor COP que con NH ₃ /H ₂ O.
Simple efecto	NH ₃ /LiNO ₃ y NH ₃ /NaSCN	Mayor desempeño con NH ₃ /NaSCN.
Simple efecto	H ₂ O/ LiCl	Mayor desempeño que con LiBr/H ₂ O.
Doble efecto	H ₂ O/ LiCl	Mayor desempeño que con LiBr/H ₂ O.
Simple efecto	NH ₃ /NaSCN	Aumentó el desempeño en un 10% en comparación con el NH ₃ /H ₂ O.
Doble efecto	H ₂ O/(LiBr+LiNO ₃ +LiI+LiCl)	Sin problemas de cristalización, mejor rendimiento a menores temperaturas en el generador.
Doble efecto	NH ₃ /NaSCN y NH ₃ /LiNO ₃	Mayor rendimiento con NH ₃ /NaSCN que NH ₃ /LiNO ₃
Simple efecto	H ₂ O/(LiBr+ZnCl ₂ +CaBr ₂)	La mezcla cuaternaria produjo un mayor rendimiento que la mezcla binaria LiBr/ H ₂ O.
Simple efecto	NH ₃ /(H ₂ O+NaOH)	Mejora de la separación de amoníaco en el generador, temperatura de generación más baja, COP mejorado en un 20% en comparación con NH ₃ -H ₂ O.
Medio efecto	R134a/DMAC	El rendimiento aumentó significativamente con el R134a-DMAC para el medio ciclo de efecto en comparación con NH ₃ /H ₂ O.

Simple efecto	$C_3H_6O/ZnBr_2$	El sistema es apropiado para trabajar a temperaturas bajas en el generador (47–60 °C).
Simple efecto	$H_2O/(LiBr+NaK)$	La eficiencia mejoró marginalmente; Se requiere una temperatura en el generador más baja.
Simple efecto	$H_2O/(NH_3+TiO_2)$	El ciclo COP mejoró en un 27% al agregar partículas de TiO_2 al par de trabajo.

Los resultados muestran que agregar LiCl como agente absorbente mejora el desempeño del sistema de refrigeración por absorción de simple y doble efecto usadas para el acondicionamiento de aire. Por otro lado, agregar NaSCN como agente absorbente mejora el desempeño del sistema de simple y doble efecto usadas para la refrigeración. Finalmente, agregar más componentes a la solución disminuye los riesgos de cristalización para aplicaciones de acondicionamiento de aire.

Algunos estudios se enfocan en la investigación de fluidos orgánicos menos contaminantes, que tengan un desempeño cercano a los fluidos convencionales [51]. A pesar de los beneficios que poseen estos nuevos fluidos de trabajo, aun no compensan sus ventajas con los requerimientos técnicos-económicos y, por ende, no logran ser competitivos en el mercado. El desempeño de los fluidos de trabajo y la cantidad de prototipos experimentales discutidos en la literatura especializada durante los últimos 35 años muestra que el LiCl, el $LiNO_3$ y el uso de nanopartículas muestran buen desempeño para considerarse como agentes absorbentes que impactarán el mercado en el futuro. Mientras que el $NH_3/LiNO_3$ se proyecta solo para aplicaciones que requieran temperaturas de activación bajas o para sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto.

2.4 Sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire

La Tabla 4 muestra diferentes investigaciones del desempeño, fluido de trabajo y sistemas de refrigeración por absorción activados con gas natural (llama directa e indirecta) y gases de escape, aplicados al acondicionamiento de aire.

Tabla 4. Sistemas de refrigeración por absorción aplicados al acondicionamiento de aire y activados con llama directa, agua y gases de escape.

Tipo de ciclo	fluido de trabajo	COP	Observación	Ref.
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,62-0,82	Salmuera geotérmica como fuente de calor. Capacidad en el evaporador 2.134 kW-4.414 kW.	[52]
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,7	Fuente de calor: agua caliente. Capacidad en el evaporador 175,84 kW	[53]
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,74	Fuente de calor: agua caliente. Capacidad en el evaporador 1547,4 kW	[53]
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,79	Fuente de calor: vapor de agua a baja presión. Capacidad en el evaporador 4642,24 kW	[53]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,42	Fuente de calor: vapor de agua a alta presión. Capacidad en el evaporador 1.160,56 kW	[53]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,42	Fuente de calor: vapor de agua a alta presión. Capacidad en el evaporador 4.642,24 kW	[53]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,35	Fuente de calor: gases de escape. Capacidad en el evaporador 1.160,56 kW. Temperatura de entrada de los gases: 276,66°C	[53]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,38	Fuente de calor: gases de escape. Capacidad en el evaporador 3.516,85 kW. Temperatura de entrada de los gases: 454,444°C	[53]

Simple efecto	-	0,7	Fuente de calor: usa fuentes de calor residual como los gases de escape de máquinas y gas natural. Se usa para acondicionar aire. Falla por día:0,005265 y MTTR: 2 (días)	[34]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	0,8-1,5	Condensado por agua. Capacidad en el evaporador 12,6 kW	[54]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,1-1,3	Condensado por aire. Capacidad en el evaporador 12,6 kW	[54]

En general, la literatura especializada reporta poca información sobre el uso de sistemas de refrigeración por absorción para el uso exclusivo de acondicionamiento de aire activados con energía solar. Aunque, algunos estudios discuten este tipo de sistema como componente esencial para cumplir criterios de mantenibilidad, disponibilidad y confiabilidad en sistemas integrados o redundantes [34], [35].

Los sistemas de refrigeración por absorción de llama directa para el acondicionamiento de aire (con gas natural usando quemadores mecánicos de aire forzado), con capacidades frigoríficas entre 105 kW y 352 kW, requieren entre 103 kW y 345 kW de combustible [55]. En estos casos, se sugieren temperaturas de activación entre los 80°C y 100°C. Para temperaturas de activación entre 100°C y 160°C se recomienda el uso de sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto, y por encima de los 160°C se recomienda sistemas de refrigeración por absorción de triple efecto [21].

2.5 Sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar y otras fuentes alternativas de energía.

El potencial de los sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar depende en gran medida de las condiciones climáticas locales y las características de los edificios [35]. Por lo tanto, se debe analizar cada caso en función de las características del clima en su región [19]. Las regiones tropicales y ecuatoriales generalmente muestran condiciones favorables para el acondicionamiento de aire en edificaciones usando tecnologías no convencionales activadas por energía [16], [20].

La promoción de la refrigeración por absorción solar, aunque es una tarea desafiante por sus altos costos de inversión y las necesidades de optimización del rendimiento del sistema, es de especial interés en la actualidad [56]. Actualmente, la eficiencia de los colectores solares es mayor que la de los sistemas fotovoltaicos, lo que implica que los sistemas solares térmicos sean ambiental y económicamente son más adecuados para la refrigeración por absorción [36].

La comparación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor activado con una red fotovoltaica, con un sistema de refrigeración por absorción de vapor activado con tubos al vacío, muestra que ambos sistemas son rentables [57]. Sin embargo, los sistemas por compresión mecánica de vapor requieren menos espacio, utilizan una tecnología más simple, tienen más facilidad para el mantenimiento y, por tanto, resultan en mayores beneficios económicos durante su ciclo de vida. Por otra parte, los sistemas de refrigeración por absorción son tecnologías energéticamente sostenibles y comparado con los sistemas de compresión de vapor, tiene la ventaja de que pueden usar diferentes fuentes de energía térmica [58], [59]. Por ejemplo, Florides et al. [60] reportaron la simulación de un enfriador de absorción solar para las condiciones de Nicosia (Chipre), concluyendo que alrededor del 49% de la energía requerida para la refrigeración y el calentamiento del agua puede cubrirse con energía solar. Adicionalmente, destacan la necesidad de tecnologías energéticas sostenibles para enfrentar el problema ambiental actual, incluso cuando los beneficios económicos son marginales. Dispenza et al. [61] presentó un estudio de caso sobre el uso de un sistema de refrigeración por absorción activado con calor residual de una turbina de gas en un consorcio industrial de Sicilia. El análisis económico muestra que el tiempo de retorno

de la inversión inicial sería inferior a 4 años. Shafieian & Khiadani [62] propusieron un sistema de absorción multipropósito para refrigeración y desalinización de agua activado por calor residual de un motor diésel que alcanza valores del COP hasta de 0,88. Balghouthi et al. [63] simularon un enfriador de absorción de H₂O/LiBr de 11 kW activado por energía solar, para las condiciones climáticas de Túnez, demostrando su efectividad. Calise [64] evaluó la viabilidad energética y económica de un sistema de absorción solar usando H₂O/LiBr para aplicaciones de calefacción y refrigeración en edificios escolares italianos. Los resultados indican que alrededor del 20% de la carga de enfriamiento puede obtenerse de la energía solar. El período de recuperación de los sistemas propuestos en este caso es de 12 años si se consideran subsidios públicos en las tarifas de energía. Gomri [65] investigan el rendimiento de un enfriador de absorción de H₂O/LiBr de 10 kW activado por energía solar y gas natural en Argelia. En este caso se usan colectores solares planos para captar la energía solar, mientras que se usa gas natural como fuente de energía de respaldo. El COP máximo del sistema en este caso es de 0,82, mientras que la energía solar cubre hasta un máximo del 58% de la demanda de energía térmica del sistema.

Lubis et al. [66] informaron sobre el rendimiento de un enfriador de absorción de efecto simple / doble activado por energía solar en una edificación localizada en un centro de investigación en Indonesia. Los autores informaron potenciales de ahorro de energía hasta del 58% para regiones tropicales de Asia. Alhamid et al. [67] evaluó experimentalmente el rendimiento de un enfriador de absorción de efecto simple/doble accionado por energía solar/gas natural en Indonesia reportando un COP máximo de 1.

Saleh y Mosa [68] optimizaron el rendimiento de un enfriador de absorción de un solo efecto activado por energía solar usando colectores planos, donde el COP del sistema alcanza hasta 0,8 para temperaturas de agua caliente entre 75°C y 80°C. Al-Falahi et al. [69] investigaron dos configuraciones de sistemas de aire acondicionado de absorción alimentados por energía, concluyendo que los colectores cilindro-parabólicos son más adecuados para los sistemas de enfriamiento por absorción de H₂O/ LiBr que los colectores de tubos evacuados.

En general, el área requerida para que los colectores solares activen los sistemas de absorción de energía difieren según las condiciones ambientales y la demanda de enfriamiento, y afecta los costos del ciclo de vida y la viabilidad del sistema de enfriamiento [70]. Por ejemplo, Al-

Ugla et al. [15] evidenciaron que los sistemas de enfriamiento por absorción son técnica y económicamente viables en edificios comerciales en Arabia Saudita. Ghaith y Razzaq [71] evaluaron el rendimiento de un enfriador de absorción de doble efecto activado por energía solar para el acondicionamiento de aire en edificios residenciales en los Emiratos Árabes Unidos, obteniendo un período de recuperación de alrededor de 2,5 años. En general, el período de recuperación de los colectores solares aplicados a sistemas de refrigeración por absorción varía de 5,8 a 37 años Allouhi et al. [36]. Además, Narayanan et al. [72] reportan un estudio de viabilidad sobre el uso de enfriadoras por absorción activados por energía solar en edificios residenciales estudiantiles en la región subtropical de Australia. Este estudio muestra un período de amortización de 15,8 años. En general, hay pocos estudios en la literatura que muestren una evaluación económica detallada de los sistemas de enfriamiento por absorción activados por energía solar y/o combustibles como el gas natural. Además, la mayoría de los estudios no consideran factores de mantenimiento como la tasa de falla o la tasa de recuperación.

La Tabla 5, muestra los coeficientes de desempeño (COP) de distintos ciclos de absorción activados con energía solar y otras fuentes de energía.

Tabla 5. Investigaciones con el desempeño de distintos ciclos de absorción.

Ciclo	Fluido de trabajo	COP	Condiciones de operación (°C)	Observación	Ref.
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,6-0,8	60 < T _g < 100 5 < T _e	Los colectores térmicos más usados con esta tecnología son: Colector de placa plana y de tubo de vacío. Simulación	[22]
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,4-0,85	60 < T _g < 100 5 < T _e	Los colectores térmicos más usados con esta tecnología son: Colector de placa plana y de tubo de	[22]

				vacío; sin embargo, se destaca que entre temperaturas de 60°C y 90 °C el colector más adecuado es el de placa plana. Experimental	
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,5-0,73 (promedio: 0,66)	60 < T _g < 97	Los colectores térmicos más usados con esta tecnología son: Colector de placa plana. Área específica entre 2 m ² /kW y 5 m ² /kW Experimental	[21]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,3	165	Los colectores térmicos más usados con esta tecnología son: concentrador parabólico compuesto. Experimental	[21]
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,65-0,8	70 < T _g < 100	Se usan colectores solares de placa plana y tubo de vacío. Ahorro energético entre el 25 % para bajas capacidades y el 55 % para altas capacidades del evaporador. Se reporta periodos de recuperación de la inversión de entre 5,8 años a 3,7 años	[36]
Doble efecto	H ₂ O/LiBr	1,1-1,4	140 < T _g < 180	Colector solar de seguimiento de un solo eje (por ejemplo, colectores cilindro parabólicos o colectores tipo Fresnel)	[36]

Simple efecto	H ₂ O/LiBr	0,7-0,8	T _g =100 a la salida del generador (agua) T _e = 6	Los cálculos muestran que el sistema solar podría aportar hasta un 30% de contribución a la producción de calor del enfriador durante los meses cálidos y su La contribución anual es de aproximadamente el 17%.	[73]
Simple efecto	H ₂ O/LiBr	COP=0,769 con colector de placa plana COP=0,763 con colector de tubo de vacío COP=0,777 con colector parabólico	T _g =90	SF=0,497 para colector de placa plana. SF= 0,818 para colector de tubo de vacío. SF= 0,596 para colector parabólico. Aplicación en edificación. (SF= Fracción solar)	[16]
Nota: T _g es temperatura del generador y T _e es temperatura de evaporización.					

La literatura especializada, muestra que los sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar que usan H₂O/LiBr como fluido de trabajo, pueden operar con temperaturas de activación entre 60°C y los 105°C.

La Figura 8 muestra los resultados del COP a diferentes temperaturas de activación de sistemas de refrigeración por absorción y de instalaciones experimentales a nivel global [22]. Los resultados muestran que el COP tiende a aumentar con la temperatura de la fuente de energía. Particularmente, los datos experimentales muestran los sistemas de absorción que operan con H₂O/LiBr con temperaturas entre 60°C y los 90°C, los colectores solares de placa plana son la opción más adecuada.

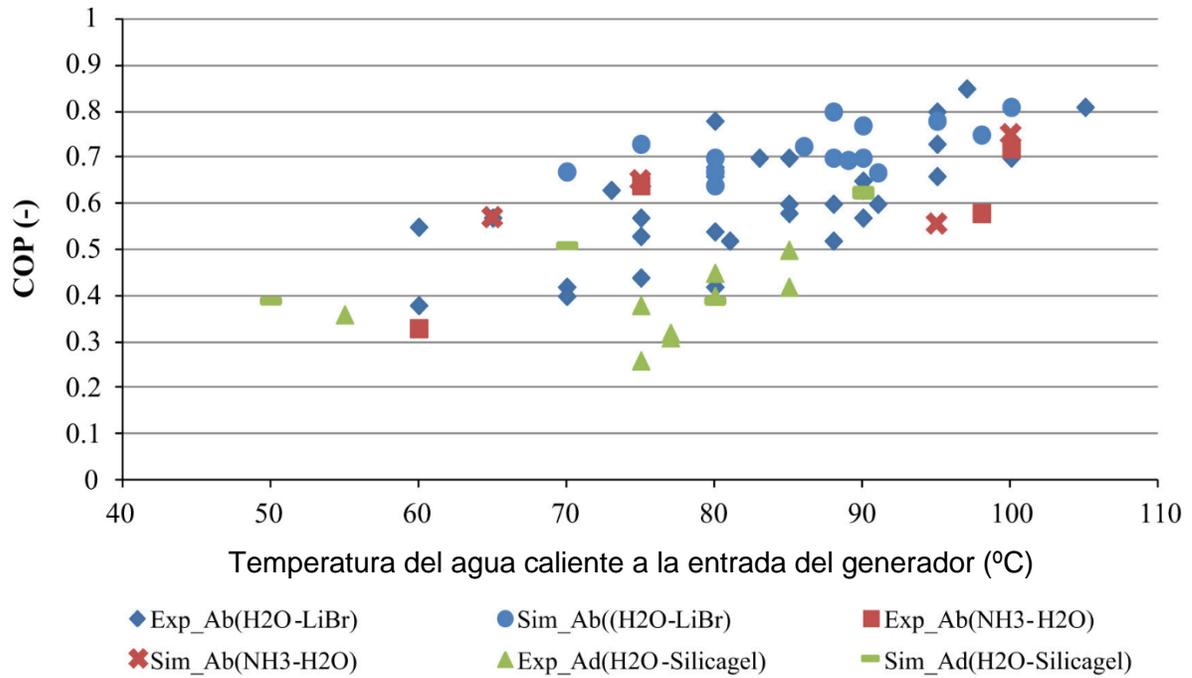


Figura 8 COP de enfriadoras por absorción medidos experimentalmente y calculados en simulaciones [22].

2.6 Mercado actual de sistemas de refrigeración por absorción para el acondicionamiento de aire.

La Tabla 6, muestra las compañías por países que comercializan los sistemas de refrigeración por absorción para diferentes aplicaciones, el tipo de ciclo y su capacidad de enfriamiento.

Tabla 6. Sistemas de refrigeración por absorción disponibles en el mercado para el acondicionamiento de aire [20], [74].

Compañía	País	Tipo de ciclo	Fluido de trabajo	Capacidad de enfriamiento (kW)
		Simple efecto y doble		
Broad	China	efecto	H ₂ O/LiBr	150 – 23.260
		Simple efecto y doble		
Carrier	U.S.A	efecto	H ₂ O/LiBr	352 – 15.977

Century				
Corporation	Corea	Simple efecto	H ₂ O/LiBr	350 – 5.200
Climatewell	Suecia	Simple efecto	LiCl/H ₂ O	10 – 20
Alemani				
EAW Wergcall	a	Simple efecto	H ₂ O/LiBr	15 – 200
Ebara corporation	Japón	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	158 – 2.462
Entropie	Francia	Simple efecto	H ₂ O/LiBr	300 – 6.000
Hitachi	Japón	Doble efecto	H ₂ O/LiBr	106 – 19.690
Kawasaki	Japón	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	141 – 2.462
LG	Corea	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	352 – 5.275
McQuay				
International	U.S.A	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	350 – 5.275
Rinnai Osaka gas	Japón	Doble efecto	H ₂ O/LiBr	6,7
Sanyo	China	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	105 – 5.274
Shuangliang	China	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	211 – 11.605
Alemani				
Sonnenklima	a	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	10
Thermax	India	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	35 – 12.000
Trane	U.S.A	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	390 – 5.925
Yazaki	Japón	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	17,6 – 703
York	U.S.A	Simple y doble efecto	H ₂ O/LiBr	422 – 4.840
AbKM				
Klimatechnik	-	Suninverse	H ₂ O/LiBr	10

En general, el fluido de trabajo más usado en el mercado es el H₂O/LiBr. Sin embargo, para capacidades de enfriamiento bajas también se usa el H₂O/LiCl. En particular, el fluido de trabajo LiCl/H₂O, muestra mejores rendimientos térmicos que el H₂O/LiBr, sin embargo, su producción en la actualidad es baja. Por otro lado, Hitachi es la compañía que produce equipos en el mayor rango de capacidades de enfriamiento, aunque su oferta se enfoca en

sistemas de doble efecto. Mientras que compañías como Thermax y Shuangliang ofertan mayor variedad de sistemas de absorción.

La tabla 7, muestra los costos de los sistemas de refrigeración por absorción y otros componentes según la fuente de activación usada.

Tabla 7. Costos de los sistemas de refrigeración por absorción para acondicionamiento de aire.

Tipo de ciclo	Costo		Fluido de trabajo	Colector solar		Fuente de energía	Ref.
	Chiller	Tanque térmico		Tipo	Costo		
Simple efecto	300-350 €/kW	500-600 €/kW	LiBr-H ₂ O	Placa plana	FPC: 150-200 €/m ²	Solar	[22]
Simple efecto	300 €/kW	500 €/kW	LiBr-H ₂ O	Placa plana, Tubo de vacío Cilindro parabólico	ETC:250 €/m ²	Solar	[70]
Simple efecto	197 USD/kW	120 USD/kW	LiBr-H ₂ O	-	-	Gas natural	[34]
Simple efecto	571 USD/kW	-	LiBr-H ₂ O	-	-	Gas natural	[53]
Simple efecto	400 €/kW	120 €/kW	LiBr-H ₂ O	Placa plana, Tubo de vacío, Cilindro parabólico	FPC:280 €/m ² ETC:620 €/m ² CPC:400 €/m ²	Solar	[21]

Los costos de los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto con H₂O /LiBr oscilan entre 167,24 €/kW y 571 USD/kW. Los colectores solares de placa plana (FPC) tienen los costos más bajos, seguidos de los colectores de tubo de vacío (ETC) y de los colectores cilindro parabólicos (CPC).

2.7 Indicadores técnico-económicos para la evaluación de sistemas de refrigeración por absorción.

Los indicadores técnicos más usados para evaluar los sistemas de refrigeración por absorción son el COP, el SCOP, el SF (fracción solar) y la eficiencia exergética [36], [65]. Por otra parte, los indicadores económicos más usados son el periodo del retorno de la inversión, el costo total del ciclo de vida, el valor presente neto, el costo nivelado de enfriamiento, y el costo de inversión o de capital [34], [70], [75]. La Tabla 8, muestra un resumen de estos indicadores.

Tabla 8. Indicadores técnicos y económicos usados en investigaciones sobre sistemas de refrigeración por absorción.

Indicador técnico	Indicador económico	Ref.
Costo nivelado de enfriamiento (LCOC= $\frac{\text{Costo total del ciclo de vida}}{\text{Total de enfriamiento en el ciclo de vida}}$)	Valor actual neto	[70]
No registrado	Periodo de retorno de la inversión	[39]
$COP = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}}}$	No registrado	[76]
$SF = \frac{Q_{\text{solar}}}{Q_{\text{solar}} + Q_{\text{aux}}}$	SCOP= $\frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{solar}}}$	Periodo de retorno de la inversión [36]
Eficiencia exergética $\frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{solar}}}$	SCOP= No registrado	[24]
$SF = \frac{Q_{\text{solar}}}{Q_{\text{solar}} + Q_{\text{aux}}}$	No registrado	[77]

$COP = \frac{Q_{evaporador}}{Q_{generador}}$	Periodo de retorno de la inversión	[78]
$SF = \frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{aux}}$	No registrado	[39]
COP	Costo total del ciclo de vida	[34]

La tabla 8 muestra que el indicador técnico más usado es el COP, mientras que el indicador económico más usado es el periodo de retorno de la inversión y el valor presente del ciclo de vida del proyecto.

Adicionalmente, existen indicadores de mantenimiento en los sistemas de refrigeración por absorción como la fiabilidad (que indica la probabilidad de no fallo o la capacidad de un elemento de cumplir la función exigida en condiciones dadas durante un tiempo determinado) [79], [80]. La fiabilidad es un subconjunto de la confiabilidad que se define como un conjunto de propiedades utilizadas para describir la disponibilidad y los factores que la condicionan: fiabilidad, mantenibilidad y logística de mantenimiento.

La confiabilidad se calcula como:

$$C = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \quad (2)$$

donde:

MTBF – Es el tiempo entre falla (tiempo promedio para la falla).

MTTR – Es el tiempo promedio para reparar.

$$MTTR = \frac{1}{\mu} \quad (3)$$

Donde μ es la tasa de reparación promedio/1.000 horas.

La confiabilidad de un sistema dependerá de cómo se encuentran conectados y funcionando sus elementos (en serie o en paralelo) [79].

La fiabilidad en subsistemas o equipos conectados en serie y en paralelo con los sistemas de refrigeración por absorción se calcula según la conexión.

Serie:

$$R_{1n} = \prod_{k=1}^n R_k \quad (4)$$

Paralelo:

$$R_{1n} = 1 - \prod_{k=1}^n (1 - R_k) \quad (5)$$

Donde: R_{1n} es la fiabilidad del sistema y R_k la fiabilidad de cada componente.

También, se determina la disponibilidad definida como la capacidad de un elemento de encontrarse en un estado para desarrollar una función requerida bajo unas condiciones determinadas en un instante dado o bien durante un intervalo de tiempo determinado, asumiendo que se proveen los recursos externos requeridos [34], [35]. La disponibilidad se calcula como:

$$D = \frac{MUT}{MUT+MTTR} \quad (6)$$

MUT – Tiempo promedio de operación o el tiempo promedio para fallar.

$$MUT = \frac{1}{\lambda} \quad (7)$$

Donde λ es la tasa de falla/1.000 horas.

En sistemas de refrigeración por absorción que usan H₂O/LiBr como fluido de trabajo, la tasa de falla típica es de 0,219375 por mil horas, mientras que la de un enfriador eléctrico es de 0,0038052 por mil horas [34], [35]. La tasa de reparación típica de un sistema de refrigeración por absorción es de 20,83 [34], [35]. La tasa de falla típica de una red de suministro eléctrico es 0,12742 por mil horas y la tasa de falla típica un sistema de suministro de gas natural es 0,11986 por mil horas [34], [35]. Los componentes que se encuentren conectados en serie, la tasa de falla de todo el sistema se calcula con las sumas de cada componente. Para el cálculo de la tasa de reparación de todo el sistema se suman todas las tasas de cada componente y se dividen entre las sumatoria de la relación de la falla entre la tasa de reparación de cada componente. Para el caso de que los sistemas se encuentren en paralelo la tasa de falla del

sistema se calcula con la suma inversa de todas las tasas de fallas. La tasa de reparación del sistema conectados en paralelo es la suma de todas las tasas de reparación de los componentes [35].

2.8 Colectores solares térmicos.

El potencial de aprovechamiento de la energía solar a nivel global es alrededor de 5×10^4 EJ [81]. Por lo cual se han desarrollado diferentes tecnologías con el fin de suplir parcial o completamente la demanda de frío [16], [37], [43]. Una alternativa de aprovechamiento de la energía solar es el uso de colectores solares para activar sistemas de refrigeración por absorción [16].

La Tabla 9, muestra la clasificación de los colectores solares térmicos más usados con los rangos de operación de estos.

Tabla 9. Colectores solares térmicos usados [82], [83].

Seguimiento	Tipo de colector	Tipo de Absorbedor	Razón de concentración	Rango de operación T (°C)
Estacionario	Placa plana (FPC)	Plano	1	30-80
	Tubos de vacío (ETC)	Plano	1	50-200
	Cilindro parabólico (CPC)	Tubular	1-5	60-240
Seguimiento en un eje	Cilindro parabólico (CPC)	Tubular	5-15	60-300
	Reflector linear Fresnel (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Cilindro parabólico compuesto (PTC)	Tubular	15-45	60-300
	Colector Cilíndrico (CTC)	Tubular	10-50	60-300
Seguimiento en dos ejes	Disco parabólico (PDR)	Punto	100-1.000	100-500
	Campo de heliostatos (HFC)	Punto	100-1.500	150-2.000

Nota. La razón de concentración es la relación entre el área de apertura y la superficie del receptor absorbedor

En la tabla 9, los sistemas que tienen la menor razón de concentración de irradiación son los colectores de tubo de vacío y de placa plana. El colector solar térmico con mayor razón de concentración es el HFC. A medida que la relación de concentración aumenta y el rango de temperatura aumenta los costos de los colectores solares térmicos se incrementan. Sin embargo, la cantidad de irradiación que pueden captar es mayor.

La Tabla 10, muestra los colectores que logran activar los diferentes sistemas de refrigeración por absorción.

Tabla 10. Sistema de refrigeración por absorción y colectores solares térmicos utilizados [17], [65], [77], [82], [83].

Tipo de colector térmico solar	Sistemas de absorción
Placa plana y tubo de vacío	Simple efecto (H ₂ O/LiBr)
Tubo de vacío, Cilindro parabólico, cilindro parabólico compuesto, colector cilíndrico, disco parabólico	Doble efecto (H ₂ O/LiBr)
Torre o receptor central, heliostatos, y disco parabólico	Triple efecto (Agua caliente o vapor de agua y llama indirecta)
Placa plana y tubo de vacío	Medio efecto

La tabla anterior, muestra que el colector con mayor aplicación a los diferentes sistemas de refrigeración por absorción es el parabólico. La literatura especializada reporta que los colectores solares térmicos que activan los sistemas de refrigeración por absorción son usados en función de las temperaturas de activación. Esto indica que no todos son apropiados para todos los sistemas de refrigeración en términos técnicos y económicos. Por ejemplo: Los sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto requieren temperaturas de activación elevadas (alrededor de los 170°C), por lo que un colector de placa plana no podría técnicamente garantizar temperaturas de activación adecuadas. Por otro lado, usar colectores solares con mayor eficiencia mejora el rendimiento térmico del sistema, por ende, las

prestaciones económicas. Sin embargo, se requiere un estudio económico de los mismos para definir si el retorno de la inversión es adecuado.

2.8.1 Mercado actual de colectores solares térmicos

La Tabla 11 muestra los costos de los colectores solares y sus componentes.

Tabla 11 Costos de los colectores solares y componentes reportados en investigación.

Costo de tanque térmico	Tipo de colector solar	Costo de colector solar	Rango de funcionamiento del colector (°C)	Ref.
500-600 €/kW	Colector de placa plana	150-200 €/m ²	50-110	[22]
500 €/kW	Colector de placa plana, Colector de tubo de vacío Colector cilindro parabólico	250 €/m ²	100	[70]
120 €/kW	Colector de placa plana, Colector de tubo de vacío, Colector cilindro parabólico	280 €/m ² 620 €/m ² 400 €/m ² respectivamente	60-90 73-97 97-165	[21]
-	Colector de tubo de vacío	250-300 €/m ²	-	[22]
-	Colector de placa plana y Colector de tubo de vacío	-	30-200 50-200	[36]
-	Reflector lineal de Fresnel (LFR) Colector cilindro parabólico (PTC) Colector cilindro (CTC)	-	60-250 50-400 60-300	[36]
1.500 €/m ³	Colector placa plana	150 €/m ²	-	[24]

1.500 €/ m ³	Colector de tubo de vacío	250 €/m ²	-	[24]
1.500 €/ m ³	concentrador cilindro parabólico	225 €/m ²	-	[24]
1.500 €/ m ³	Colector parabólico compuesto	215 €/m ²	-	[24]

Los colectores solares térmicos más utilizados en el mercado actual son el colector de placa plana, el colector de tubo de vacío, el colector cilíndrico, el colector cilindro parabólico, el colector cilindro parabólico compuesto y colectores tipo campo de heliostatos. Lo colectores solares más usados con sistemas de refrigeración por absorción son los de placa plana, tubo de vacío y parabólico. Por lo general, el tamaño y los costos del tanque o reservorio térmicos se encuentran asociados a los tipos de colectores y la cantidad de ellos en la literatura especializada.

La Tabla 12, muestra lo colectores solares más comercializados y su eficiencia térmica calculada según la Norma ISO 9806:2017.

Tabla 12. Colectores solares térmicos más comercializados a nivel global [82].

Fabricante	País	Tipo de colector solar	Área (m²)	Eficiencia térmica (%)
Arcon-Summark A/S	Dinamarca	Placa plana	13,57	64
TVP Solar SA	Suiza	Tubo de vacío	1,96	70
Viessmann Werke	Alemania	Tubo de vacío	1,98-4,61	43-46
Solarbayer	Alemania	Cilindro parabólico compuesto	1,47-3,62	58
Absolicon Solar collector	Suecia	Cilindro parabólico	6,04	58

Nepsolar PolyTrough	Sur África	Cilindro parabólico	36,9	-
Skyfuel	U.S.A	Cilindro parabólico	656	72
Novatec	Alemania	Fresnel	513,6	-

Las eficiencias térmicas dependen del tipo de colector y de sus condiciones de operación. Los resultados de la tabla muestran que la relación de la eficiencia térmica en función del área es mayor para los colectores cilindro parabólicos compuestos, seguidos de los cilindros parabólicos, los colectores de tubo de vacío y por último los colectores solares térmicos de placa plana.

2.9 Proceso de absorción en absorbedores

Los sistemas de refrigeración por absorción en su configuración más básica consisten en un absorbedor, un generador, una bomba de solución, un condensador, un dispositivo de expansión y un evaporador. Dados los complejos procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en el absorbedor y el generador, el rendimiento de estos componentes esencial en los sistemas de refrigeración por absorción [41], [84], [85]. Por lo tanto, la comprensión del comportamiento de estos componentes es fundamental para mejorar el rendimiento global de los sistemas de refrigeración por absorción.

Se han desarrollado diferentes estudios para mejorar el rendimiento de los absorbedores con diferentes enfoques [42], [86]. En función del modo de operación, los absorbedores se pueden clasificar como absorbedores de burbujas, absorbedores de película descendente, absorbedores adiabáticos y absorbedores de membrana. En particular, los absorbedores de burbujas proporcionan coeficientes de transferencia de calor y masa mayores que los absorbedores de película descendente [87], [88].

Por lo general, los absorbedores de burbujas son de tipo inundado con una disposición que consiste en un canal o tubo inundado de disolución pobre en donde se inyecta el refrigerante en estado de vapor en forma de burbujas [89]. El proceso de absorción ocurre cuando las burbujas de refrigerante fluyen a través del tubo de inyección en dirección ascendente y son progresivamente absorbidas por la mezcla de trabajo débil en refrigerante. En este tipo de

absorbedor, la forma y el flujo de las burbujas juegan un papel importante en los complejos fenómenos de transferencia de masa y calor que ocurren en su superficie. Los absorbedores de burbuja ofrecen coeficientes de transferencia de masa altos al distribuir pequeñas burbujas de vapor, aumentando el área superficial disponible para la transferencia de masa por lo que su uso se ha incrementado [89].

En este tipo de absorbedores hay 3 regímenes de flujo diferentes en la columna de las burbujas (flujo agitado, flujo en tapones y flujo de burbujas). Esto hace más complejo el análisis de transferencia de calor en este tipo de sistemas. En régimen agitado, la fase vapor se muestra de forma indefinida debido al efecto de entrada de la solución débil en refrigerante. La mayor parte del proceso de absorción se considera que se producirá en este punto. Por otra parte, en el régimen de tapón, la fase gaseosa se eleva en forma de balas de gran tamaño relativo con respecto a la longitud de la columna, siendo el régimen predominante a lo largo del absorbedor. Finalmente, el régimen de burbujas se caracteriza por pequeñas burbujas separadas entre sí, rodeadas de grandes cantidades de líquido [89].

Los estudios sobre la evaluación de absorbedores pueden clasificarse en investigaciones experimentales e investigaciones numéricas [90], [91]. Los estudios experimentales implican el diseño de complejas y costosas instalaciones de prueba para caracterizar el proceso de absorción. En el caso de los absorbedores de burbujas, el diseño y costo de una instalación de prueba dificultan los estudios experimentales de este diseño. Por otro lado, los estudios numéricos son una alternativa para evaluar los parámetros de operación que afectan los procesos de transferencia de calor y masa para los diferentes fluidos binarios usados en estos dispositivos [92]–[97]. Este enfoque permite evaluar las características de flujo y formación de burbujas en absorbedores, y los resultados en general muestran que la resistencia limitante para la transferencia de calor suele localizarse en el lado de la mezcla [92]. Estos estudios también señalan que la transferencia de masa disminuye a lo largo del absorbedor, a medida que la solución se acerca a las condiciones de equilibrio [94]. Adicionalmente, se señala que el flujo másico de la solución, la fracción de masa de la solución, la temperatura de la solución, la temperatura de disipación de calor, el diámetro hidráulico y la longitud del absorbedor tienen una influencia significativa en la absorción de vapor y en las condiciones del flujo de vapor de entrada [42]. Por ello, determinar el desempeño de los fluidos de trabajo

sobre los mecanismos de transferencia de calor en los sistemas de refrigeración por absorción es un aporte para reducir los costos en los componentes del sistema.

La solución de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ aparece como una alternativa prometedora entre los fluidos de trabajo disponible, para superar los aspectos limitantes de las soluciones convencionales $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ utilizadas en sistemas de refrigeración por absorción [98], [99]. Entre las principales ventajas de la solución de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, se incluye eliminar la rectificación de vapor después del generador, lo que permite temperaturas de conducción más bajas, en contraste con los sistemas de absorción $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Además, no hay riesgo de cristalización en las condiciones de funcionamiento típicas de los sistemas de absorción refrigerados por aire en ambientes cálidos, comparado con los sistemas de absorción $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Sin embargo, la alta viscosidad de la solución $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ limita la transferencia de calor y masa durante el proceso de absorción en contraste con el uso de la solución $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ [100], [101]. Por lo tanto, se requiere mejorar los procesos de transferencia de calor y masa tanto en absorbedores como en generadores utilizando $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ para desarrollar sistemas competitivos de absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ [102].

2.9.1 Modelación CFD de absorbedores

Si bien existe la necesidad de estudiar más a fondo los sistemas de absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, en la literatura se dispone de pocos estudios numéricos que evalúen el funcionamiento de los absorbedores con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ [103]–[105]. Infante [103] desarrollo un modelo numérico para evaluar un absorbedor tubular vertical usando las soluciones $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y NH_3/NaSCN . Para desarrollar el modelo, se implementaron las teorías de Nusselt para simular la transferencia de calor y masa en el desorbedor. Al comparar los resultados con datos experimentales, se observaron desviaciones en los coeficientes de transferencia de masa del modelo numérico entre 0,64 y 1,60 veces los datos experimentales. Cerezo [104] desarrolló un modelo teórico de un absorbedor de placas para comparar los perfiles de temperatura y flujo de calor a lo largo del absorbedor, operando con las soluciones de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y NH_3/NaSCN . Los resultados indican que el uso de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ resulta en los menores valores de transferencia de masa y el flujo de calor en comparación con el uso de las otras dos soluciones, lo que se explica por su alta viscosidad. Por otra parte, Amaris et al. [105] reportaron correlaciones empíricas de transferencia de calor y masa y

modelos basados en redes neuronales artificiales para evaluar el proceso de absorción en un absorbedor de placas con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$. Al comparar con los datos experimentales, los resultados muestran un error máximo de 10,8% para el cálculo de los flujos de absorción y del 11,3% en el cálculo de los flujos de calor.

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es un enfoque innovador y potente de los métodos numéricos, que facilita la caracterización de diferentes sistemas a menores costos y con una complejidad más baja. Por lo tanto, el CFD representa un complemento valioso para los estudios experimentales. Sin embargo, la literatura especializada reporta pocos sobre la aplicación del modelado CFD a los absorbedores en sistemas de refrigeración por absorción de vapor [106]–[111]. Asfand et al. [106] reportaron el desarrollo de un modelo CFD para evaluar un absorbedor de membranas usando $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. En este caso, se usa el modelo laminar para el flujo de solución acoplado al modelo multifásico de mezcla para resolver las interacciones de fase, desarrollando los cálculos con una combinación del Método Semi-Implícito para ecuaciones vinculadas a la presión, mientras que la densidad y la viscosidad del $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ se calcularon con funciones definidas por el usuario (UDF) en función de la concentración y la temperatura de la solución. Los resultados muestran que la tasa de absorción aumentó en un factor de 3 cuando el espesor del canal de solución se redujo de 2 mm a 0,5 mm, mientras que cuando se incrementó la velocidad del flujo de la solución de entrada de $0,00118 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $0,00472 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, la tasa de absorción aumentó en un factor de 2,5. Por consiguiente, se concluye que el espesor de la película de solución afecta principalmente al mecanismo de transferencia de masa.

Hosseinnia et al. [108] desarrolló un modelo CFD para simular los regímenes de flujo de gotas y chorro entre los tubos en un absorbedor de película descendente utilizando una solución de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. El diámetro interno del tubo para el absorbedor considerado es de 19,05 mm, mientras que el espacio entre tubos es de 24,5 mm. En este caso, las propiedades termo físicas de la solución se consideraron constantes en el rango operación evaluado. Se utilizó el modelo de volumen de fluido (VOF) para representar la interfaz entre las fases y se empleó un método de refinamiento de malla adaptativa para aumentar la calidad de la malla y la precisión del coeficiente de difusividad de masa para el vapor de agua en la solución acuosa de LiBr. Los resultados muestran que cambiar del régimen de gotas al de chorros

reduce la tasa del flujo másico de vapor promedio desde $6,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ hasta $4,76 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$.

Panda y Mani [110] reportan un modelo CFD aplicado a un absorbedor de burbujas que usa R134a-DMF, para evaluar el efecto de dos inyectores (con un ángulo de inyección de 30° respecto al eje vertical) en los procesos de transferencia de calor y masa. El absorbedor consistía en un tubo vertical con 65 mm de diámetro interno y 5 mm de espesor. En este estudio se usa el modelo de turbulencia k-SST combinado con el modelo multifásico de mezcla para resolver las interacciones de fase, mientras que se usa una función definida por el usuario para definir las propiedades termo-físicas de la solución. Los resultados muestran que, comparado con el uso de la boquilla vertical, los coeficientes de transferencia de calor y masa aumentaron en un 40% y un 170% respectivamente. Sin embargo, en este caso no se describe el estudio independiente de malla, y no se explica con claridad la validación del modelo. Más recientemente, se desarrolló un modelo CFD en ANSYS-CFX para evaluar el rendimiento de un absorbedor de placa plana con $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ [111]. En este caso el absorbedor es de placas es de 3 canales, y el vapor refrigerante y la solución fluyen hacia abajo en el canal central, mientras que el agua de enfriamiento fluye hacia arriba en los canales laterales. La geometría incluye un absorbedor con ocho inyectores de gas de 389 mm de longitud, 127 mm de profundidad, y 3,3 mm de espesor para el flujo de la solución, y de 2,54 mm de espesor para el flujo de enfriamiento. El modelo k-turbulento y las ecuaciones de Navier Stokes se utilizaron en este caso para resolver los procesos de transferencia de calor y masa en el modelo CFD. Los resultados obtenidos con el modelo se compararon con los datos experimentales de Kang et al. [112] en un absorbedor de placas con aletas de tiras desplazadas y con los datos reportados por Cerezo [113] en un absorbedor de placas con corrugaciones internas. Comparado con los datos experimentales, los resultados del modelo tienen errores hasta del 8,2% para la temperatura del flujo de enfriamiento a la salida, del 4,2% para la temperatura de la solución a la salida y del 18,5% para la fracción másica de amoníaco a la salida del absorbedor.

Aunque estos estudios demostraron el potencial de los modelos CFD para evaluar las diferentes geometrías de absorbentes para diferentes condiciones de operación y fluidos de trabajo, aún existen brechas metodológicas que deben aclararse. Por ejemplo, no está claro

qué criterios deben considerarse para seleccionar adecuadamente el número de elementos de la malla, qué variables son adecuadas para la validación de la prueba de independencia de la malla y qué metodología seguir para la validación del modelo. En estudios previos, la validación del modelo se ha basado en el error absoluto medio.

Capítulo 3: Metodología

3.1 Introducción

Este capítulo presenta las características generales de los centros comerciales de Barranquilla, el clima de la ciudad, y la selección de los casos estudios. Adicionalmente, se presenta el modelo termodinámico utilizado, los parámetros medidos en las enfriadoras de agua (chillers) de compresión mecánica de los centros comerciales, los indicadores económicos usados y la metodología empleada para el análisis CFD de absorbedores en la configuración seleccionada.

3.2 Condiciones ambientales de Barranquilla

Barranquilla es una ciudad tropical con un promedio de irradiación solar de aproximadamente 5 kWh/m², mientras que la temperatura varía entre los 24°C y los 35°C, y la humedad relativa varía entre el 70% y el 90% [26], [114]. La Figura 9, muestra el perfil de irradiación solar horaria promedio de un día típico para cada mes del año en la ciudad.

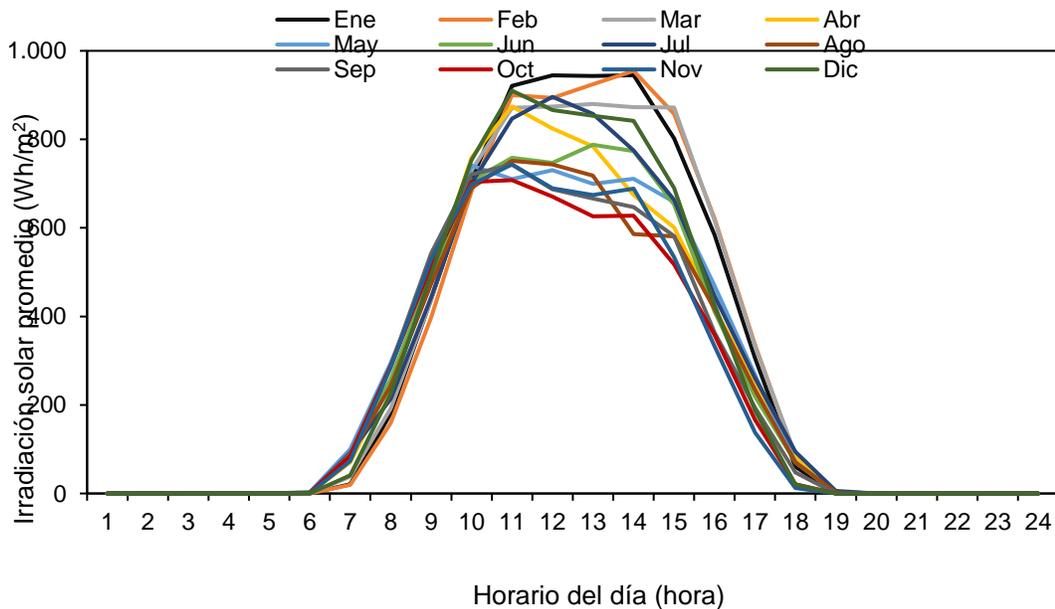


Figura 9 Perfil horario mensual promedio de irradiación solar en Barranquilla (Ver anexo 7.1 para la figura en 3D).

La anterior figura, muestra que los meses en donde existen los mayores picos de irradiación solar son enero y febrero. Por otro lado, los picos más bajos de irradiación solar se presentan en agosto, octubre, marzo y abril, los cuales coinciden con los dos períodos de lluvia y de nubosidad. En general, la irradiación solar varía de 600 Wh/m² a 1.000 Wh/m² durante todo el año, con picos entre 800 y 1.000 Wh/m². Mientras que los picos de irradiación diaria se producen entre las 11:00 y las 15:00 horas, en promedio el período diario de luz solar es de 7,18 horas, dando una irradiación media diaria de 846,4 Wh/m² [114].

3.3 Características principales de los centros comerciales de Barranquilla

Los estudios de la caracterización energética en la ciudad de Barranquilla señalan que los centros comerciales y las grandes superficies (que incluye almacenes de cadena) son los mayores consumidores de electricidad, debido al uso de sistemas de acondicionamiento de aire que promedia 8 kW/m² [11], [30]. Este consumo para el acondicionamiento de aire es significativamente mayor que otras regiones del país, debido a las condiciones climáticas de la ciudad [11].

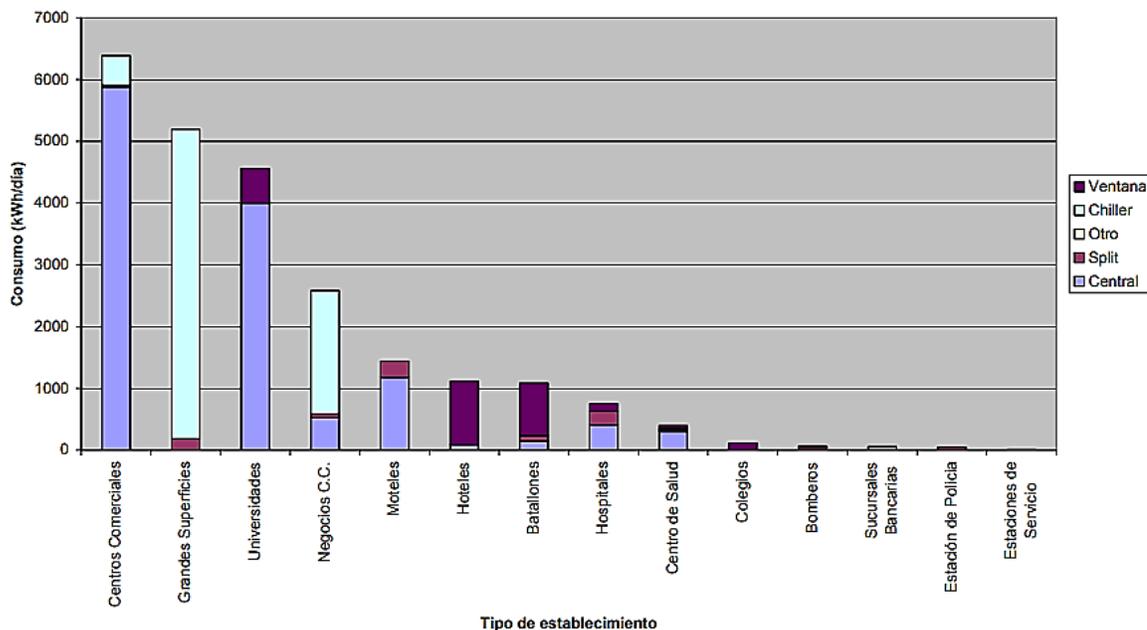


Figura 10 Consumo de electricidad del sector terciario en Barranquilla [30].

En general, los centros comerciales son los mayores consumidores de energía para acondicionamiento de aire en el sector terciario en Barranquilla. Mientras que los equipos mayores consumidores de electricidad para el acondicionamiento de aire en los centros comerciales son los centrales (Sistemas centralizados de refrigeración que funcionan con ciclos de refrigeración con compresión mecánica del vapor).

La Tabla 13 muestra los centros comerciales de Barranquilla.

Tabla 13. Centros comerciales más frecuentados por los habitantes de Barraquilla.

Centro comercial	Área construida (m²)	Localidad
Viva	150.000	Riomar Norte
Buenavista	120.000	Riomar Norte
Villa Country	77.500	Riomar Norte
Único Outlet	60.000	Riomar Norte
Centro comercial Plaza Norte	23.639	Riomar Norte
Springfield Mall	-	Riomar Norte
Gran Boulevard	10.000	Riomar Norte
Country Plaza	-	Riomar Norte
Gran Centro	-	Riomar Norte
Hábitat	-	Riomar Norte
Palmas Mall	-	Riomar Norte
Jumbo	-	Riomar Norte
Makro	-	Riomar Norte
Centro Comercial Portal del Prado	53.000	Centro Histórico

Centro comercial Miramar	21.000	Centro Histórico
Centro Comercial Shopping Center	67.065	Centro Histórico
Centro comercial Aladino	-	Centro Histórico
Centro comercial Tropical Center	-	Centro Histórico
Centro Comercial Parque Central	-	Centro Histórico
Americano	100.000	Sur Occidente
Panorama	30.000	Sur Oriente
Metro Calle 30	-	Sur Oriente
Centro Comercial Metropolitano	30.000	Metropolitana Sur
Metrocentro	30.000	Metropolitana Sur

En la localidad de Riomar Norte se localizan los centros comerciales de mayor y menor área construida, donde la ocupación promedio en temporada alta se encuentra por encima del 95% [115], [116].

En general, el área construida en los centros comerciales varía entre 10.000 m² y 150.000 m², mientras que los horarios de apertura varían entre las 8:00 y las 10:00 horas, y los horarios de cierre varían entre las 20:00 y las 21:00 horas.

3.3.1 Casos de estudio: Selección de centros comerciales y características

La Figura 11 muestra una gráfica de Pareto de la concentración de los centros comerciales por localidad en Barranquilla.

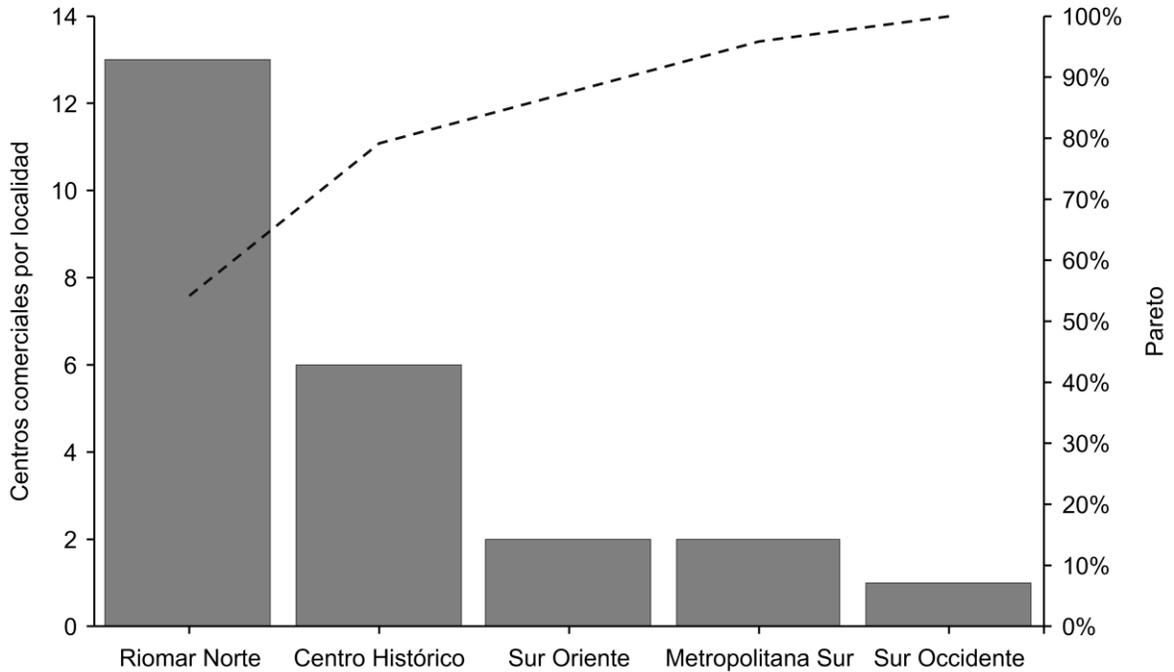


Figura 11 Centros comerciales por localidad en Barranquilla.

Cerca del 80% de los centros comerciales se localizan en las localidades de Riomar (54%) y el Centro Histórico (25%). En este estudio se seleccionaron 3 centros comerciales de la localidad de Riomar con diferentes relaciones de área de climatización (A_{CA}) y de área disponible para colectores solares térmicos (A_{SC}) como casos de estudio. Para proteger los datos de los centros comerciales, estos no se identifican.

La Tabla 14 muestra los centros comerciales seleccionados en el estudio, incluyendo centros comerciales pequeños y grandes de la localidad Riomar Norte, donde permitieron la medición de los datos necesarios para este estudio.

Tabla 14 Características de los centros comerciales seleccionados como caso de estudio.

Centro comercial	Área climatizada (A_{CA}) (m^2)	Área disponible para colectores solares térmicos (A_{SC}) (m^2)	Ratio (A_{CA}/A_{SC})
C.C.1	28.390	4.043	7
C.C.2	21.000	2.391	9

C.C.3	19.800	1.214	16
-------	--------	-------	----

En general, el área disponible para colectores solares térmicos en los centros comerciales varía entre el 6% y el 14% del área climatizada. La relación A_{CA}/A_{SC} para el C.C.3 es aproximadamente 2 veces mayor que para C.C.1 y C.C.2. Por lo tanto, para el C.C.3 es razonable esperar menores potenciales para enfriadoras por absorción alimentadas por energía solar.

3.3.2 Mediciones

La demanda de energía de los sistemas de enfriamiento por compresión de vapor en los centros comerciales se midió con un analizador de redes FLUKE 435 II el cual cuenta $\pm 1\%$ ± 10 cue de presión en la medición de corriente y voltaje [117]. El analizador de redes se instaló en la subestación de cada centro comercial, en los devanados de baja del transformador donde se conectan los sistemas de acondicionamiento de aire (en centros comerciales es una práctica común conectar todos los sistemas de acondicionamiento de aire a un solo transformador). Las mediciones se tomaron en un día típico del mes de octubre de 2019 en los C.C.1 y C.C.3 entre las 7:00 y las 20:30 horas, con una frecuencia de registro de un minuto. Se seleccionó el mes de octubre por ser el de mayor consumo de energía de los sistemas de acondicionamiento de aire en los registros históricos, lo que se combina con la irradiación solar más baja del año. Adicionalmente, en octubre la humedad es más alta ($HR > 80\%$) y hay un mayor flujo visitantes en estos centros comerciales.

Para el centro comercial C.C.2, los registros históricos muestran el mayor consumo de energía en el mes de marzo. Por consiguiente, la medición se desarrolló en un día típico del mes de marzo de 2019 con una frecuencia de registro de un minuto desde las 7:00 horas hasta las 20:30 horas.

La Figura12 muestra el analizador de redes conectado en la subestación de uno de los centros comerciales.

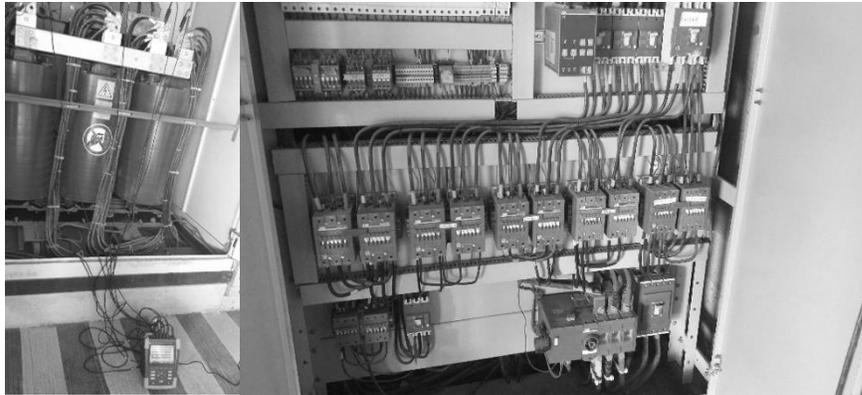


Figura 12 Analizador de redes eléctricas y subestación de centro comercial.

3.4 Configuración del sistema estudiado y casos de estudio

La Figura 13 muestra la configuración del sistema de refrigeración por absorción considerado para el acondicionamiento del aire en los centros comerciales seleccionados. El sistema muestra un colector solar y un quemador de gas natural que se puede utilizar para alimentar una enfriadora de agua por absorción. En el sistema de absorción, el vapor de refrigerante sale del evaporador y entra en el absorbedor, donde es absorbido por la solución absorbente de $H_2O/LiBr$ débil en refrigerante (de aquí en adelante, estas soluciones débiles se denominarán 'solución débil'). Durante el proceso de absorción, el calor es liberado y disipado por el flujo de agua de enfriamiento (corrientes 20 y 21). La solución absorbente de $H_2O/LiBr$ (fuerte en refrigerante, de aquí en adelante 'solución fuerte') en la corriente 1 sale del absorbedor accionado por la bomba de solución pequeña y entra en el intercambiador de calor (corriente 2, solución fuerte) donde intercambia calor con la corriente 4 (solución débil). La fuerte entrada de solución al generador (corriente 3), recibe calor de la fuente de energía activando el sistema, de esta manera una cantidad de refrigerante se evapora de la solución debido a su menor presión de vapor. El flujo de vapor de refrigerante sale al condensador (corriente 7) mientras que la solución débil (corriente 4) sale al intercambiador de calor. El refrigerante condensado que sale del condensador (corriente 8) fluye a una válvula de expansión donde se expande mientras reduce su presión y temperatura y sale al evaporador (corriente 9) donde absorbe calor generando el efecto de enfriamiento (corrientes 18 y 19). Finalmente, el refrigerante fluye hacia el absorbedor (flujo 10), donde el ciclo comienza de nuevo. Las corrientes 11 y 12 incluyen agua presurizada que se utiliza para transportar calor

al generador. Las corrientes 14 y 15 corresponden al flujo de gas natural y gases de la combustión.

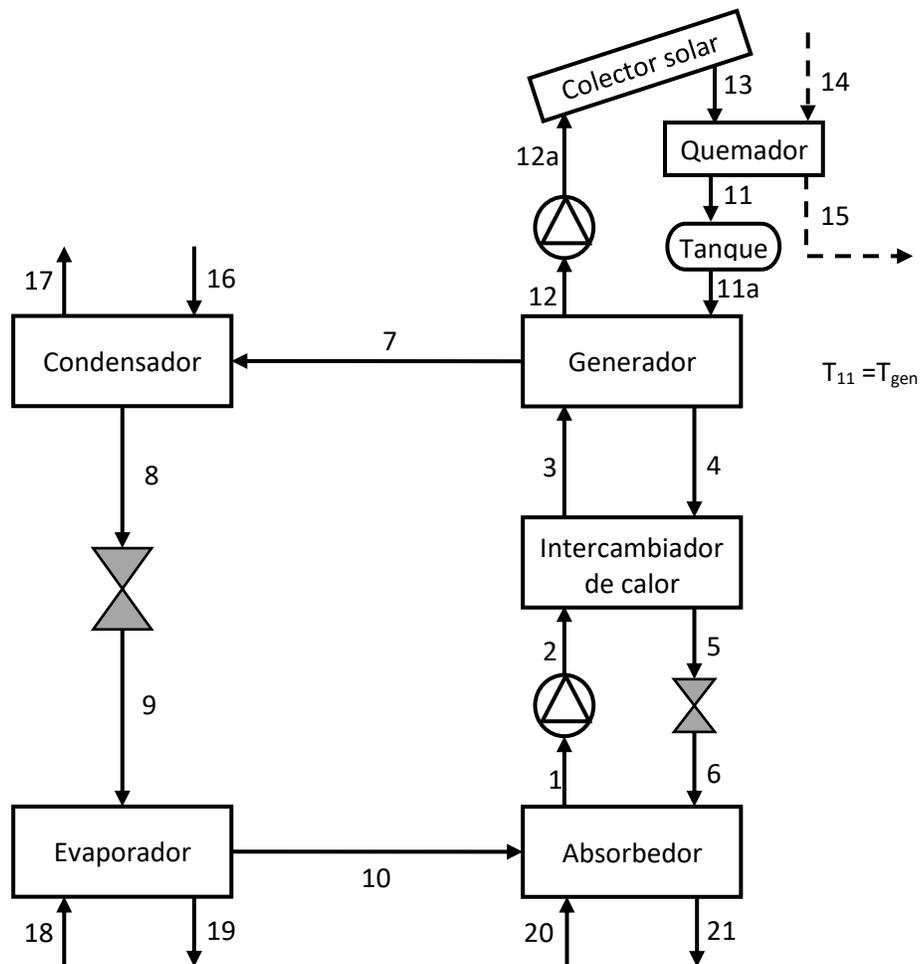


Figura 13 Configuración del sistema de refrigeración por absorción.

3.5 Escenarios de aplicación de la refrigeración por absorción.

En total, se consideraron 4 escenarios para evaluar la integración de enfriadoras de agua por absorción:

1. Escenario base: Demanda de refrigeración de los centros comerciales mediante enfriadoras de compresión mecánica del vapor.
2. Escenario activado por energía solar: demanda de refrigeración respaldada por la combinación de enfriadoras por absorción (alimentadas con energía solar a partir de sistemas

ETC) y enfriadoras de compresión mecánica de vapor. Para la evaluación del sistema, el quemador de gas no se incluye. Por lo tanto, la temperatura del agua T_{11} será igual que T_{11a} e igual que la temperatura del generador T_{gen} .

3. Escenario activado de forma híbrida o combinada: demanda de refrigeración respaldada por la combinación de enfriadoras por absorción (activadas con energía solar proveniente de ETC y sistemas de gas natural) y enfriadoras de compresión mecánica.

4. Escenario activado por gas: demanda de refrigeración respaldada por la combinación de enfriadoras por absorción (alimentadas con energía proveniente de quemadores de gas natural) y enfriadoras de compresión mecánica.

En el caso en el que las enfriadoras por absorción soporten el 100% de la demanda de enfriamiento, las enfriadoras de compresión mecánicas se excluyen de la evaluación. Para los escenarios 2 y 3, utilizando sistemas ETC para alimentar enfriadoras por absorción. Por otro lado, la capacidad de enfriamiento y el número de sistemas están limitados de acuerdo con el área disponible para ubicar los colectores solares.

3.6 Modelo de simulación termodinámica

En esta subsección, se muestra las consideraciones del modelo termodinámico, los balances de masa y energía del sistema, los parámetros técnicos de evaluación, los indicadores económicos y ambientales.

3.6.1 Consideraciones

El modelo termodinámico se basa en el balance de masa y energía y en las ecuaciones de diseño de cada componente del sistema (colectores solares térmicos, quemador auxiliar de gas natural, etc.). Las consideraciones generales del estudio son:

- El refrigerante a la salida del generador (7) es vapor sobrecalentado.
- El refrigerante a la salida del condensador (8) es líquido saturado.
- Las pérdidas de calor en las tuberías se desprecian.
- La eficiencia del calentador de gas (η_{GN}) es de 0,85 [65].
- La eficiencia de la bomba es de 0,6.

- El coeficiente de pérdida de calor (UL) del depósito o tanque de almacenamiento es $0,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [24].
- El largo del reservorio térmico es igual a su diámetro.
- Los flujos de entrada del agua en el absorbedor y el condensador son tomados del catálogo de la máquina seleccionada, donde estos están en paralelo.

Para todos los escenarios, se evalúa técnicamente el sistema para cada fluido de trabajo por separado ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ y $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$). Para el análisis económico solo se considera la evaluación del sistema con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ como fluido de trabajo, debido a que no existe información económica de sistemas de refrigeración por absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ en el mercado. Las propiedades termodinámicas de la mezcla de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ como densidad, volumen específico y entalpía fueron obtenidas del software EES. Para la mezcla de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, estas fueron obtenidas de [118]–[120] Las entalpías se obtuvieron de acuerdo con las metodologías reportadas en [121], [122].

3.6.2 Balances de masa y energía

A continuación, se presentan los balances de masa y energía de los componentes descritos en la Figura13.

El potencial energético (\dot{Q}_s) de un colector solar térmico es [77]:

$$\dot{Q}_s = A_c I_s \quad (8)$$

Donde A_c es el área de los colectores solares, e I_s es la irradiación solar total de la superficie. La base de datos de irradiación solar en Barranquilla muestra datos constantes por hora.

La eficiencia térmica de los colectores solares se define como la relación entre el flujo de calor que puede absorber el fluido de trabajo en el colector (\dot{Q}_u) y el flujo de energía que recibe del sol (\dot{Q}_s) [24]:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} = \frac{\dot{m}_{11} c_p (T_{12} - T_{13})}{A_c I_s} \quad (9)$$

La eficiencia térmica también puede calcularse como [83]:

$$\eta_c = F_r \left[\alpha \tau - U \frac{(T_{11} - T_{12})^2}{I_s} \right] \quad (10)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, F_r es el factor de remoción de calor y $\alpha \tau$ es el producto de la absorbencia con la transmitancia.

En este estudio se consideran ángulos de incidencia menores a 35°, por lo que la ecuación de la eficiencia térmica puede simplificarse a [83]:

$$\eta_c = \eta_o - \frac{a_1 \Delta T_{avg}}{I_s} - \frac{a_2 (\Delta T_{avg})^2}{I_s} \quad (11)$$

Donde η_o representa la eficiencia óptica del colector; a_1 y a_2 son coeficientes de pérdida de calor, ΔT_{avg} es la diferencia entre la temperatura media en el colector solar y la temperatura ambiente. El factor ΔT_{avg} varía linealmente con la eficiencia térmica del colector. Según la literatura especializada, la ecuación de la eficiencia del colector puede expresarse de forma general desarrollando un promedio de muchos colectores de placa plana [24], [83]:

$$\begin{aligned} \eta_c & \\ &= 0,75 - \frac{5 \cdot \Delta T_{avg}}{I_s} \end{aligned} \quad (12)$$

Para los colectores solar térmicos de tubo de vacío, la eficiencia es calculada como [77]:

$$\eta_c = 0,82 - \frac{2,198 \cdot \Delta T_{avg}}{I_s} \quad (13)$$

El A_{coll} representa el área de los colectores solares térmicos.

La temperatura de salida del tanque o reservorio térmico (T11a) se calcula integrando la ecuación:

$$m_{tank} C_p \frac{dT_{11a}}{dt} = \dot{m}_{11} C_p (T_{11} - T_{11a}) - U_l A_{tank} (T_{11a} - T_{amb}) \quad (14)$$

El tanque de reserva de calor o reservorio (ver Figura13) se considera adiabático. Por lo tanto, la temperatura de salida del tanque (T11a) es igual a la temperatura de entrada (T11). El volumen del tanque se calcula de la siguiente manera [70]:

$$V_{tank} = \frac{A_{coll}}{30} \quad (15)$$

donde A_{coll} es el área de los colectores solares térmicos en m².

Se considera que la longitud del reservorio es igual que el diámetro. La masa del reservorio térmico se calcula multiplicando la densidad del agua con el volumen del reservorio. La Tabla 15 muestra un resumen de los balances de masa y energía para los diferentes componentes del sistema de refrigeración por absorción.

Tabla 15. Balance de masa y energía del sistema de refrigeración por absorción.

Componentes	Balance de masa	Eq.	Balance de energía y efectividades	Eq.
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	16	$\dot{W}_p = n_p \cdot \dot{W}_{p,el}$	26
			$\dot{W}_p = \dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1)$	27
Intercambiador de calor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	17	$\dot{Q}_{shx} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2)$	28
			$\dot{Q}_{shx} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_5)$	29
	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	18	$\varepsilon = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2}$	30
Generador	$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4$	19	$\dot{Q}_{gen} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{GN}$	31
			$\dot{Q}_{GN} = \dot{m}_{GN} \cdot LHV \cdot \eta_{GN}$	32
	$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 X_4$	20	$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_3 \cdot h_3$	33
			$\varepsilon = \frac{T_4 - T_3}{T_{11a} - T_3}$	34
Absorbedor	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 - \dot{m}_6$	21	$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_6 \cdot h_6$	35
			$\dot{Q}_a = \dot{m}_{20} \cdot C_p \cdot (T_{21} - T_{20})$	36
	$\dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 X_1$		$\varepsilon = \frac{T_6 - T_1}{T_6 - T_{20}}$	37
Condensador	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	22	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8$	38
			$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{16} \cdot C_p \cdot (T_{17} - T_{16})$	39
			$\varepsilon = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{16}}$	40
Evaporador	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	23	$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9$	41
			$\dot{Q}_e = \dot{m}_{18} \cdot C_p \cdot (T_{18} - T_{19})$	42
			$\varepsilon = \frac{T_{18} - T_{19}}{T_{18} - T_{16}}$	43
Válvula 1	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	24	$h_8 = h_9$	44
Válvula 2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	25	$h_5 = h_6$	45

3.6.3 Parámetros de evaluación técnica

El coeficiente de desempeño (COP) es uno de los principales parámetros de evaluación de los sistemas de refrigeración por absorción, y se calcula como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \quad (46)$$

Donde \dot{Q}_{ev} es la tasa de transferencia de calor que extrae el evaporador del sistema de absorción, \dot{Q}_{gen} es la tasa de transferencia de calor que obtiene el generador y \dot{W}_p es la potencia de la bomba en el circuito de absorción.

Para determinar la carga térmica en cada centro comercial, se asume que la potencia del compresor corresponde a toda la potencia eléctrica requerida por los sistemas de acondicionamiento de aire. Según la literatura especializada, el COP típico de un sistema de acondicionamiento de aire por compresión de vapor es 3 y se calcula como [34], [78]:

$$COP_{comp} = \frac{\dot{Q}_{ev\ comp}}{\dot{W}_{comp}} \quad (47)$$

Donde $\dot{Q}_{ev\ comp}$ es la tasa de calor que remueve el evaporador del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor y \dot{W}_{comp} es el consumo de potencia del compresor.

Para evaluar la eficiencia de todo el sistema (incluyendo los colectores solares), se hace uso de la siguiente ecuación:

$$SCOP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{Q_s} \quad (48)$$

El área requerida para los colectores solares debe ser menor que el área disponible ($A_{sc} > A_{coll}$) en los centros comerciales. La proporción de la demanda de refrigeración soportada por los sistemas de refrigeración por absorción se calcula como:

$$\text{Porcentaje de demanda de frío cubierta (\%)} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{e\ comp}} \cdot 100 \quad (49)$$

3.7 Impacto ambiental

El estudio ambiental será abordado considerando las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) directas o indirectas de los sistemas considerados.

Las emisiones de CO₂ eq. del gas natural se calculan como:

$$CO_{2\ eq} = (\dot{m}_{GN} \cdot C_{em\ GN} + \dot{W}_{p,el} \cdot C_{em\ el}) \cdot \text{tiempo}_{uso} \quad (50)$$

Donde $C_{em\ el}$ es el factor de emisión de kg de CO₂ atribuible al consumo de electricidad (kwh). Este tiene un valor de 0,181 kg CO₂/kWh. El $C_{em\ GN}$ es el factor de emisión de kg de CO₂ atribuible al consumo de gas natural (Nm³), considerándose un valor para el gas natural de 2,15 kg CO₂ /Nm³ [123].

Por otra parte, las emisiones de CO_{2\ eq} asociadas a los sistemas de compresión mecánica, se calculan como [123]:

$$CO_{2\ eq} = (\dot{Q}_{e\ comp}/(COP_{comp}) \cdot tiempo_{uso} \cdot C_{em\ el} \quad (51)$$

Las emisiones de CO_{2\ eq} asociadas a la electricidad consumida en sistemas de absorción alimentados por energía solar, se calcula con la siguiente ecuación:

$$CO_{2\ eq} = (\dot{Q}_{ev\ comp}/COP + \dot{W}_{p,el}) \cdot tiempo_{uso} \cdot C_{em\ el} \quad (52)$$

Finalmente, las emisiones de CO_{2\ eq} asociadas a la electricidad y el gas natural consumidos por los sistemas de absorción, se utiliza la siguiente ecuación:

$$CO_{2\ eq} = ((\dot{Q}_{ev\ comp}/COP + \dot{W}_{p,el}) \cdot C_{em\ el} + \dot{m}_{GN} \cdot C_{em\ GN}) \cdot tiempo_{uso} \quad (53)$$

3.8 Evaluación económica

En este estudio, se utiliza el valor presente neto (VPN) y la tasa interna de retorno (TIR o IRR en inglés) para los análisis económicos [124], [125]. Se consideran los costos de inversión de los colectores solares (C_c), los costos de adquisición de los sistemas de absorción (C_a), el costo del tanque de almacenamiento (C_{tank}), los costos de operación (C_{ope}), los costos de instalación (C_{inst}), los costos del seguro (C_{seguro}) y las tasas de reparación (μ_{sist}) y falla (λ_{sist}). La Tabla 16, muestra las ecuaciones de los indicadores económicos.

Tabla 16 Indicadores económicos.

Costo	Ecuación	Ec.	Referencia
	$C_c = A_c \cdot C_{Uc}$	54	[22], [70]

Costo de capital (colectores solares términos)	$N^{\circ}_c = \frac{A_c}{A_{coll}}$ ($A_{coll} = 2.2 \text{ m}^2$)	55	
Costo de capital (chiller de absorción)	$C_{abs} = C_{conv \text{ USD}} \cdot C_{esp \text{ abs}} \cdot \dot{Q}_{ev \text{ nom}} \cdot N^{\circ}_{abs}$	56	[70]
Costo de capital (Tanque de reservorio térmico)	$C_{tank} = (V_{tank}) \cdot C_{tank \text{ u}}$	57	[70]
Costo capital de inversión	$C_{inv} = C_{abs} + C_c + C_{inst} + C_{tank}$	58	[38]
Costos de mantenimiento (Gas natural, gas natural - sistema solar)	$C_{maint} = 0.04 \cdot C_{inv}$	59	[34]
Costo de mantenimiento (Sistema solar)	$C_{maint} = 0.01 \cdot C_{inv}$	60	[78]
Costo de operación	$C_{op} = \dot{W}_e \cdot \text{time}_{use} \cdot C_{el} + C_{NG} V_{NG} + C_{maint}$	61	[32], [38]
Costo de seguro	$C_{insurance} = 0.02 \cdot C_{inv}$	62	[38]
Costo de instalación	$C_{inst} = 0.05 (C_{abs} + C_c + C_{tank})$	63	[126]
Ahorro de electricidad en el compresor	$AE = \frac{\dot{Q}_{ev} \cdot \text{time}_{use} \cdot C_{el}}{COP_{comp}}$	64	-
Valor presente neto	$NPV = C_{inv} + \sum_{y=1}^{y=Y \text{ proy}} \frac{(C_{ope} + C_{insurance}) - AE}{(1+i)^Y}$	65	[38], [78]

Disponibilidad operacional o tiempo de uso	$\text{time}_{\text{use}} = \text{Días laborales} \cdot \frac{1}{\frac{\lambda_{\text{sist}}}{\mu_{\text{sist}}} + 1}$ $\text{Días laborales} = 360 \text{ días}$	66	-
Tasa de falla del sistema	$\lambda_{\text{sist}} = \lambda_{\text{el}} + \lambda_{\text{GN}} + \lambda_{\text{sist. abs}}$	67	[34]
Tasa de reparación del sistema	$\mu_{\text{sist}} = \frac{\lambda_{\text{el}} + \lambda_{\text{GN}} + \lambda_{\text{sist. abs}}}{\frac{\lambda_{\text{el}}}{\mu_{\text{el}}} + \frac{\lambda_{\text{GN}}}{\mu_{\text{GN}}} + \frac{\lambda_{\text{sist. abs}}}{\mu_{\text{sist. abs}}} + 1}$	68	[34]
Tiempo inactivo	$= 365 - \text{tiempo}_{\text{uso}}$	69	-

La tasa de descuento (i) se toma como 3,5%, mientras que se considera una vida útil del proyecto de 20 años para el cálculo del VPN (Y_{proy}) [70]. El tiempo de uso se calcula en función de la tasa de falla y de la tasa de reparación para cada configuración, considerando que los sistemas de suministro de energía (electricidad y gas natural) se encuentran en serie con el sistema de refrigeración por absorción. La tasa de falla del sistema de refrigeración se asume como 0,219375 por cada mil horas, mientras que la tasa de reparación se toma como 20,83 por cada mil horas. Por otra parte, la tasa de falla de la red de suministro de gas natural se toma como 0,11986 por cada mil horas, mientras que la tasa de reparación se toma como 41,67 por cada mil horas. Finalmente, la tasa de falla para la red de suministro eléctrico se considera igual a 0,12742 por cada mil horas, mientras que la tasa de reparación se toma como 41,67 por cada mil horas [34]. El IRR se halla igualando a cero el VPN y despejando el i. La IRR es una medida para evaluar la rentabilidad de las inversiones (es decir, cuanto más alta es la IRR, más atractiva es una inversión) [127]. Una inversión se considera rentable para valores de $\text{IRR} > \text{riesgo}$ [127], [128]. Los datos sobre los costos de capital considerados en el estudio se presentan en la Tabla 17.

Tabla 17 Costos de capital unitario.

Unidad	Costo de capital (unitario)	Referencia
FPC ($\text{€}/\text{m}^2$)	200	[22]

$ETC \left(\frac{\text{€}}{\text{m}^2} \right)$	250	[24], [70]
$C_{\text{Tank}} \left(\frac{\text{USD}}{\text{m}^3} \right)$	580	[70]
$C_{\text{esp abs}} \left(\frac{\text{€}}{\text{kW}} \right)$	300	[70]

Se consideró una conversión de € a USD igual a 1,16 USD/€. El costo del gas natural se tomó como 0,19 USD / m³, mientras que el costo de la electricidad se tomó como 0,15 USD/kWh.

3.9 Características del modelo CFD de un absorbedor de burbuja

En esta subsección, se muestra la metodología propuesta para el desarrollo, evaluación y validación de un modelo CFD para el estudio del proceso de absorción en un absorbedor de burbujas utilizando NH₃/LiNO₃. La solución de NH₃/LiNO₃ fue escogida dado su potencial para ser usado en sistemas de refrigeración por absorción en bajas temperaturas de activación en climas cálidos, en comparación con los sistemas de H₂O/LiBr. Estos, presentan limitantes operacionales a altas temperaturas de disipación de calor y a bajas temperaturas de producción de frío. Por lo tanto, es importante promover el desarrollo tecnológico y comercial de debe impulsar el uso de sistemas de refrigeración por absorción con NH₃/LiNO₃.

La presente herramienta permitirá el diseño de diferentes modelos de absorbedores que optimicen los fenómenos de transferencia de calor y masa que ocurren en ellos. Para ello, se presenta en detalle el desarrollo de un modelo CFD tridimensional (3D) de un absorbedor de doble tubo utilizando la solución NH₃/LiNO₃.

La Figura 14 muestra el absorbedor de burbuja (intercambiador de calor de doble tubo vertical) considerado. Esta configuración fue seleccionada dada la disponibilidad de datos experimentales, los cuales permitirán validar el modelo CFD desarrollado en función de los procesos de transferencia de calor y masa.

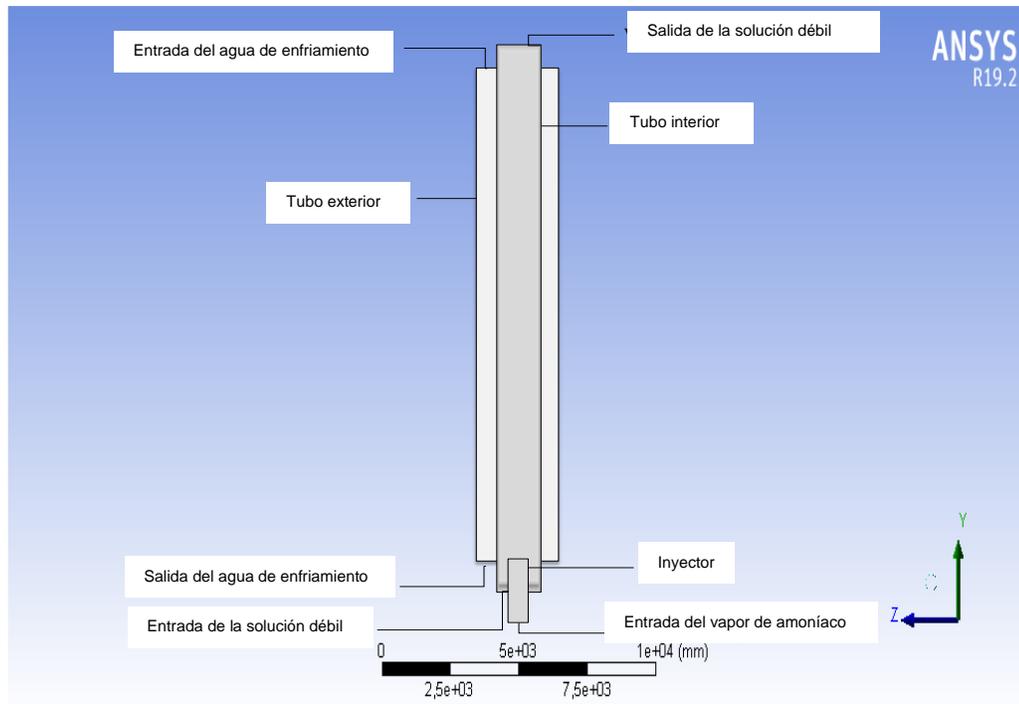


Figura 14 Esquema del absorbedor de burbujas implementado en el CFD.

En este modelo, el agua de enfriamiento fluye hacia abajo a través del canal anular, mientras que la solución y el vapor de refrigerante fluyen hacia arriba en el tubo interno. Las condiciones de operación consideradas para la simulación del modelo CFD del absorbedor corresponden a aquellas de interés para enfriadoras por absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ accionadas con fuentes de calor de baja temperatura y altas temperaturas de disipación de calor, característico de climas tropicales [20], [129].

Las dimensiones del absorbedor de burbujas de doble tubo se muestran en la Tabla 18.

Tabla 18 Dimensiones de absorbedor de doble tubo.

Parámetro	Tubo externo (m)	Tubo interno- (m)	Inyector (m)
Diámetro externo	0,0150	0,0095	0,0037
Diámetro hidráulico	0,0035	0,0075	0,0017
Longitud	1,0	1,1	0,008

Las condiciones de operación del absorbedor se presentan en la Tabla 19.

Tabla 19 Condiciones de operación del absorbedor para las simulaciones CFD.

Parámetros	Flujo másico (kg h⁻¹)	Temperatura interna (K)	Presión (Pa)
Agua de enfriamiento	91,05 – 109,5	308,2 – 313,8	$2,00 \cdot 10^5$
Solución débil NH ₃ /LiNO ₃	20,2 – 71,5	318,15	$5,16 \cdot 10^5$
Vapor de NH ₃	0,01	298,15	$5,50 \cdot 10^5$

La fracción másica de amoníaco en la solución en la entrada del absorbedor se fijó en 0,45. Las variables seleccionadas para evaluar el rendimiento del absorbedor con el modelo CFD son: la temperatura de la solución a la salida del absorbedor, la fracción másica del refrigerante, el flujo de absorción de masa y el coeficiente de transferencia de calor de la solución en la salida del absorbedor. El flujo de masa de absorción se estimó como en [20], mientras que el coeficiente de transferencia de calor de la solución se obtuvo directamente del modelo CFD.

El software usado para el desarrollo del modelo 3D-CFD es ANSYS Fluent® (V.19.2) y la computadora, una Workstation TX3500 Dell Precision con un procesador Intel® Xeon® X3470 (8 MB Cache, 2.93 GHz, Turbo, HT).

3.9.1 Geometría y detalles de malla

La Figura 15 y la Figura 16 representan la geometría y la malla del modelo 3D-CFD desarrollado. La geometría 3D del absorbente de burbujas tubular se construyó utilizando el software ANSYS Design Modeler® (ANSYS, Inc. V.19.2), con el método de volumen finito para la discretización. Además, el dominio computacional se dividió en 27.402 elementos hexagonales y 83.576 nodos utilizando ANSYS Inc® Meshing.

La calidad de los elementos de la malla se evaluó mediante el método de calidad ortogonal con un valor máximo de 0,99966 (DE 0,23873) y luego el método de asimetría con un valor máximo de 0,97424 (DE 0.2087). En ambos casos, la calidad de elementos aumenta cuando el indicador se acerca a 1,0. Este procedimiento se implementó para mejorar tanto la precisión de la solución como la convergencia del modelo.

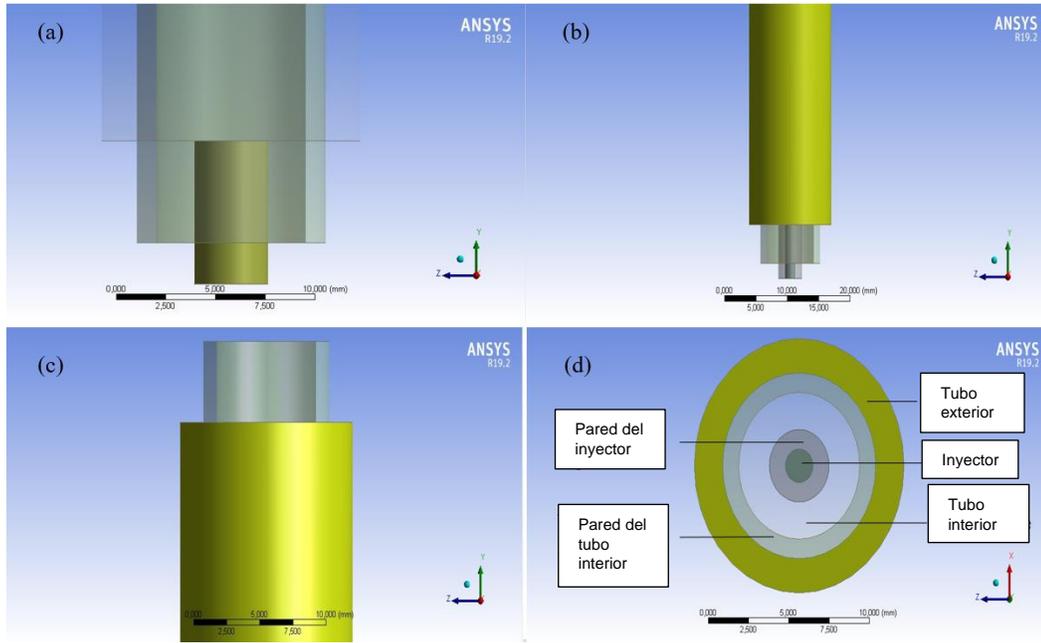


Figura 15 Geometría del modelo CFD, (a, b, c) vistas laterales y (d) vista superior.

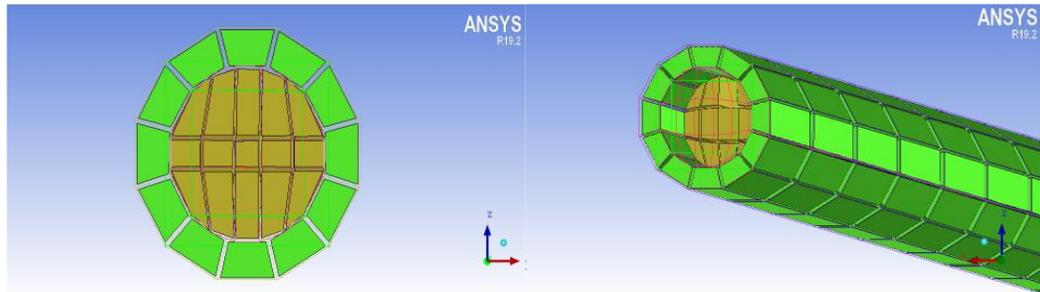


Figura 16 Malla utilizada en la discretización del modelo CFD.

En el modelo CFD se utilizaron cuatro densidades de malla con diferentes tamaños de celda:

- Malla 1: 27.402 elementos con 83.576 nodos
- Malla 2: 87.326 elementos que producen 261.978 nodos
- Malla 3: 128.877 elementos que producen 230.791 nodos
- Malla 4: 554.804 elementos que producen 846.193 nodos

La prueba de independencia de la malla es un paso fundamental para desarrollar un modelo CFD, ya que se debe garantizar que una cantidad adecuada de elementos de la malla y que

los resultados no dependan del mallado. Por tanto, se requiere un estudio profundo, seleccionando las variables para evaluar el desempeño de la malla. La prueba de independencia de la malla discutida en [111], utiliza la fracción másica del refrigerante y los perfiles de temperatura de la solución como variables. El modelo se validó utilizando la concentración de amoníaco a la salida del absorbedor (con un error de 18,5%) y la temperatura de la solución a la salida del absorbedor (con un error de 4,2%), utilizando una malla de 480.000 elementos. En un estudio diferente, Asfand et al. [106] seleccionaron el flujo de absorción de amoníaco como variable para la prueba de independencia de la malla. Los resultados del modelo, utilizando un tamaño de malla de 15 x 15.000 celdas, se compararon con un conjunto de datos experimentales, lo que apuntó a errores inferiores al 1% en la tasa de absorción. Sin embargo, la metodología utilizada no se describe en el estudio y no está claro cómo se obtuvieron estos resultados.

En este estudio, la prueba de la independencia de la malla inicialmente se realizó utilizando los perfiles de temperatura de la solución y la concentración de amoníaco en la salida del tubo interior, para de esta forma superar las limitaciones discutidas en la literatura especializada.

3.9.2 Selección del modelo multifase

Para la selección del modelo multifase, se analizaron tres modelos:

- Volumen de fluido (VOF)
- Mezcla (Mixture)
- Euleriano

También, se emplearon cuatro fases eulerianas del panel de materiales en el modelo 3D-CFD:

- Fase 1: solución de amoníaco-nitrato de litio
- Fase 2: vapor de amoníaco
- Fase 3: agua líquida
- Fase 4: amoníaco líquido

Además, se activaron dos mecanismos de transferencia de masa entre la fase 2 y la fase 1 y entre la fase 2 y la fase 4 con velocidad constante (1/s).

Adicionalmente, se probaron siete modelos viscosos en el modelo CFD:

1. Modelo laminar
2. Modelos k-épsilon:
 - 2.1 Estándar,
 - 2.2 RNG
 - 2.3 Realizable
3. Modelos k-omega:
 - 3.1 Estándar
 - 3.2 BSL
 - 3.3 SST

Con la aplicación del modelo k-épsilon realizable se obtuvieron los mejores resultados en términos de convergencia residual (10^{-7}). Por lo tanto, se seleccionó este modelo para el modelo 3D-CFD. Finalmente, se activó la ecuación de energía para simular el proceso de transferencia de calor y los perfiles de temperatura en el absorbedor.

3.9.3 Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones que gobiernan los fenómenos presentados en el absorbedor de burbuja se basan en la ecuación de Navier-Stokes resuelta para condiciones transitorias en cada fase. Las ecuaciones tridimensionales de continuidad, momento, turbulencia y energía, que se abordaron utilizando el enfoque multifásico euleriano, se muestran a continuación:

Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \delta_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \delta_q \vec{V}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_q \quad (70)$$

Donde:

\vec{V}_q = Representa la velocidad de la fase q [m.s⁻¹]

\dot{m}_{pq} = Caracteriza la transferencia de masa desde la fase p^{th} a q^{th} [kg.s⁻¹]

\dot{m}_{qp} = Representa la transferencia de masa desde la fase q^{th} a p^{th} [kg.s⁻¹]

S_q = Representa un término fuente que por defecto es igual a cero, pero de acuerdo con las características del modelo puede ser especificado como una constante (fuente de masa) para cada una de las fases.

δ_q = Densidad de la fase q [kg.m⁻³]

\dot{m} = Flujo másico entre fases [kg.s⁻¹]

Ecuación para momentum

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (71)$$

Donde:

p = Es la presión estática [Pa]

$\bar{\tau}$ = Es el tensor de tensiones [Pa]

\vec{v} = Es la velocidad [m.s⁻¹]

\vec{g} = Es la fuerza gravitacional [m.s⁻²]

ρ = Es la densidad [kg.m⁻³]

\vec{F} = Fuerzas externas aplicadas [N]

Modelo de turbulencia

Las ecuaciones del modelo de turbulencia k-épsilon son las siguientes:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (72)$$

y,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{V \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (73)$$

Donde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\epsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

k = Es la energía cinética [m².s⁻²]

ε = Es la tasa de disipación de la turbulencia [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$]

G_k = Representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$]

G_b = Es la generación de energía cinética turbulenta por flotabilidad [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$]

Y_m = Es la contribución de la dilatación en fluidos compresibles

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ = Son los números de Prandtl turbulentos para k y ε respectivamente.

S_k, S_ε = Son términos fuente para k y ε respectivamente.

Los siguientes coeficientes de turbulencia predeterminados en el modelo son:

- $C_1 = 1,44$
- $C_2 = 1,92$
- $C_3 = 0,09$

La conservación de energía se describe mediante la siguiente ecuación:

Ecuación de energía

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) \quad (74)$$
$$= \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j^n h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h$$

Donde:

k_{eff} = Es la conductividad efectiva ($k+k_t$, donde k_t es la conductividad térmica debida a la turbulencia del fluido, la cual se define de acuerdo con el modelo de turbulencia usado, k_{\square} *Realizable*) [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

\vec{J}_j = Es el flux de difusión de calor de la especie j [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

p = Es la presión [Pa]

ρ = Es la densidad [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

h_j = Es la entalpia de la especie j [J]

3.9.4 Condiciones de frontera y métodos de solución

Las condiciones de fronteras utilizadas en el modelo CFD se muestran en la Tabla 20.

Tabla 20 Condiciones de frontera del modelo CFD.

Zona	Frontera	Observaciones
Entrada del lado anular		$I = 0,185 \%$, $k = 0,1006 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $e = 0,172 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$, fracción volumétrica para la fase 3 (agua): 1,0
Entrada del tubo interior	Presión en la entrada; método de especificación de dirección: normal al límite	$I = 0,316 \%$, $k = 2,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $e = 4,03 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$, NH_3 fracción másica para la fase 4 ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ solución): 0,452
Entrada del inyector		$I = 0,567 \%$, $k = 7,17 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $e = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$, fracción volumétrica para la fase 2 (vapor de amoníaco): 1,0
Salida del lado anular	Presión a la salida; método de especificación de la dirección del reflujo: normal al límite o frontera	$k = 0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $e = 0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ Presión = $2,0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Salida del tubo interior		$k = 0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $e = 0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ Presión = $5,13 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Salida del inyector	Región-interfaz de contacto	Presión = $5,13 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Paredes	Pared estacionaria	Acero

* I: Intensidad de turbulencia; k and e: parámetro del modelo de turbulencia.

La presión del fluido en la entrada del flujo se establece con la condición de frontera "presión de entrada", la cual es adecuada para cálculos de flujo compresibles o incompresibles. En las salidas se utiliza la condición de frontera "presión de salida", por ser compatible con el modelo multifásico seleccionado en ANSYS [130]. La frontera de "pared" se aplicó a las paredes para simular las condiciones de límite sólido del absorbedor de burbujas. Las paredes en el modelo CFD se trataron como estacionarios, y la condición de corte seleccionada para las paredes fue "no deslizante".

Los métodos de solución seleccionados incluyen un acoplamiento basado en presión con una formulación de velocidad absoluta en estado transitorio. La formulación de velocidad absoluta se recomienda para velocidades bajas en el flujo [130]. El intervalo de tiempo considerado en las simulaciones fue de 0,001 (s), siendo necesario un número mínimo de intervalos de tiempo de 2.200 s para un buen desempeño del modelo. La Tabla 21 muestra los métodos de solución seleccionados.

Tabla 21 Métodos de solución seleccionados.

Variable	Métodos
Esquema	PISO
Gradiente	Basado en celdas de mínimos cuadrados
Presión	Presto
Momentum	Tercer-Orden-MUSCL
Fracción Volumétrica	Compresivo
Energía	Tercer-Orden-MUSCL
Energía cinética turbulenta	Tercer-Orden-MUSCL
Tasa de disipación turbulenta	Tercer-Orden-MUSCL
Formulación transitoria	Segundo orden implícito

Por otro lado, las propiedades termo físicas del agua líquida, el vapor de amoníaco y el líquido de amoníaco se determinan a partir de la base de datos del software Fluent. Se asume que el agua es incompresible y que tiene un comportamiento newtoniano, mientras que las propiedades del material se consideran constantes durante las simulaciones. Las propiedades termodinámicas de la solución de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ se obtienen de [118], [119] y de [120], mientras que los valores de entalpía se estimaron de acuerdo con las metodologías reportadas en [121], [122].

3.9.5 Condiciones para la validación del modelo CFD

Para validar el modelo CFD, los resultados de las simulaciones se compararon con los datos experimentales reportados en [20], que corresponden a los resultados obtenidos para un absorbedor de burbujas de doble tubo con superficies lisas usando la mezcla $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

Primero, se validó la normalidad de la serie de datos simulados y experimentales mediante la prueba de Shapiro Wilks ($n > 50$), donde una $P > 0,05$ indica normalidad. Además, se utilizó la prueba T-student para comparar la media, mientras que la prueba de Mann-Whitney se usó para comparar los rangos y la prueba de Levene para comparar las varianzas ($n > 50$). En este caso, una $P > 0,05$ indica que no existen diferencias estadísticamente significativas entre las series de datos.

Las pruebas de precisión se utilizaron para comparar los resultados de la simulación para temperatura, concentración de amoníaco, flujo absorción de masa y coeficiente de transferencia de calor de la solución con los datos experimentales. Las pruebas de precisión incluyeron el cálculo de la desviación media absoluta (% AMD) y la desviación media relativa (% RMD) como medidas del error entre las series de datos simuladas y experimentales. Además, también se aplicaron la suma de los errores estimados al cuadrado (SSE), la raíz del error cuadrático medio (RMSE) y la desviación cuadrática media de la raíz (RMSD).

Capítulo 4: Resultados técnicos, ambientales y económicos

4.1 Introducción

En la primera parte del capítulo se presenta la validación del modelo termodinámico, se desarrolla un estudio de sensibilidad del rendimiento del sistema bajo diferentes condiciones de operación, tipos de colectores solares térmicos con los fluidos de trabajo $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ y $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

Finalmente, se evidencian las mediciones de la potencia eléctrica de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor usados en los centros comerciales seleccionados y se evalúa la factibilidad técnico, económica y ambiental de los sistemas de refrigeración por absorción con los fluidos de trabajo antes mencionados bajo diferentes escenarios para determinar cuál es la fuente de activación, configuración, fluido de trabajo, número de sistemas son los adecuados para la implementación de los sistemas de refrigeración por absorción en los centros comerciales de la ciudad.

4.2 Validación del modelo termodinámico

La validación del modelo termodinámico se realizó utilizando los datos de funcionamiento de las enfriadoras por absorción de la serie Thermax. Los caudales máscicos y las temperaturas de entrada de las corrientes externas se establecieron según las recomendaciones del fabricante, por ejemplo, se recomienda $6,7^\circ\text{C}$ para la temperatura del agua fría, $29,4^\circ\text{C}$ para la temperatura de disipación de calor y $90,6^\circ\text{C}$ para el circuito de agua caliente (energía de entrada al sistema) [131].

4.2.1 Condiciones de operación y parámetro

Para la validación se consideran sistemas de refrigeración por absorción de las series LT-10C, LT-12C, LT-14C, LT-16C, LT-18C, LT-20C con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ [131]. Las características de las enfriadoras por absorción Thermax y los caudales máscicos de solución estimados que salen del absorbedor se muestran en la Tabla 22.

Tabla 22 Capacidad de enfriamiento vs flujo másico en absorbedor.

Series	Capacidad de enfriamiento (kW)	Flujo másico del H₂O/LiBr estimado en la salida del absorbedor (kg/s)	Flujo másico del NH₃/LiNO₃ estimado en la salida del absorbedor (kg/s)
LT-10C	352	1,66	4,791
LT-12C	422	1,90	5,744
LT-14C	492	2,30	6,696
LT-16C	563	2,60	7,663
LT-18C	633	2,90	8,615
LT-20C	738	3,40	10,04

En la tabla 22, se observa que el flujo másico de la solución que sale del absorbedor aumenta casi linealmente con la capacidad de enfriamiento del enfriador. En el caso del sistema con el fluido de trabajo NH₃/LiNO₃, no hay información comercial de una máquina de tal capacidad, por lo tanto, la enfriadora se simuló considerando las mismas condiciones de las corrientes externas de las máquinas de Thermax y se estimó el flujo másico del fluido de trabajo tal como se muestra en la tabla 22. Los resultados evidencian que los flujos de solución requeridos para la máquina con NH₃/LiNO₃ son muy superiores a aquellos con H₂O/LiBr debido a las diferencias en viscosidad y conductividad térmica de las mezclas. También se consideran valores adecuados para la efectividad del intercambiador de calor de solución, evaporador, condensador, generador y absorbedor (ver Tabla 23) [40], [132], [133].

Tabla 23 Efectividades de los componentes del sistema de refrigeración por absorción [132], [133].

Componente	Efectividad con H₂O/LiBr	Efectividad con NH₃/LiNO₃
Evaporador	0,815	0,850
Condensador	0,676	0,679
Absorbedor	0,500	0,456
Generador	0,302	0,500
Intercambiador de calor (SHX)	0,640	0,800

La solución del sistema de ecuaciones del modelo de simulación fue obtenida por medio de iteraciones para los parámetros de operación definidos.

4.2.2 Resultados de la validación

La Figura 17 compara los flujos de calor (datos de capacidad nominales, ver Tabla 17) y valores estimados con el modelo utilizando los datos de la Tabla 22 y la efectividad de la Tabla 23 en el generador y evaporador de diferentes enfriadoras por absorción de Thermax. Esta comparación solo es posible hacerla con la mezcla H₂O/LiBr porque para la mezcla NH₃/LiNO₃ no hay información disponible.

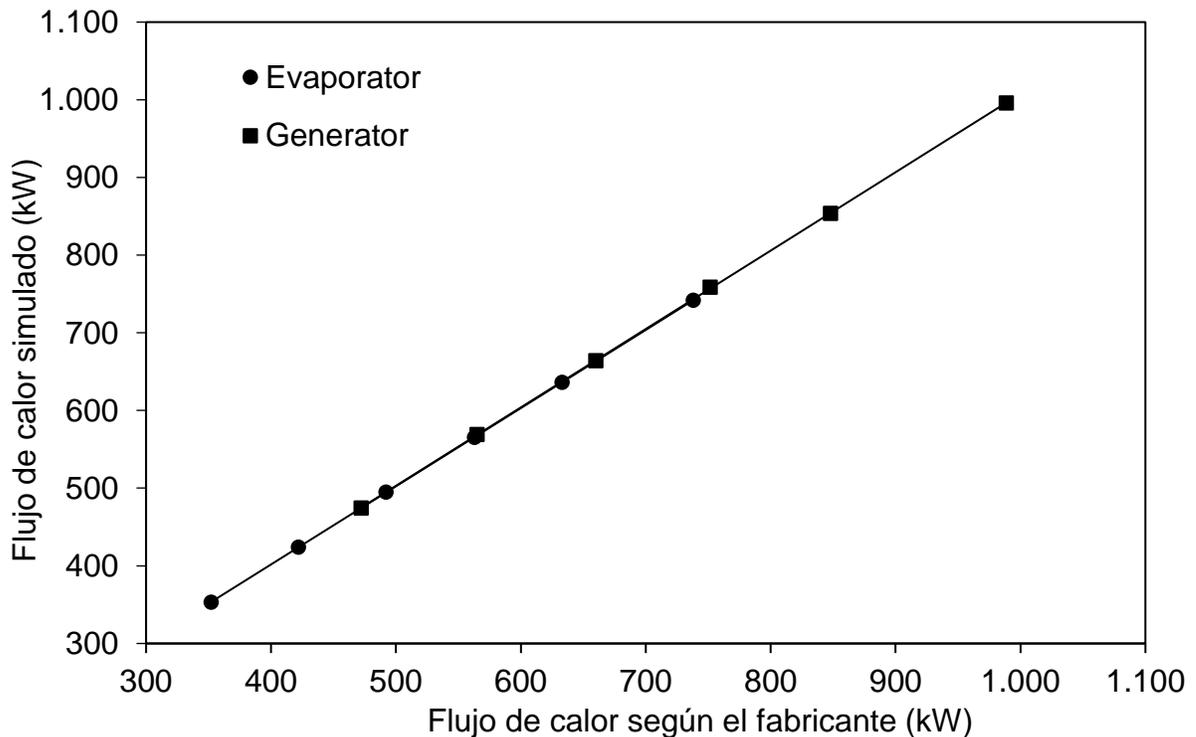


Figura 17 Diagrama de dispersión de flujos de calor experimentales y simulados en el evaporador y generador de diferentes enfriadoras por absorción Thermax.

Los resultados muestran una relación lineal entre los datos nominales y los resultados simulados, con una pendiente de 45° y errores relativos menores al 1% para los flujos de calor del generador y evaporador. Esto valida el modelo que se utilizará para simular el proceso de enfriamiento por absorción para los casos de estudio seleccionados.

La Tabla 24 muestra los resultados detallados de la simulación para las condiciones de entrada del sistema con la serie LT.

Tabla 24 Resultados de validación.

Serie	$\dot{Q}_{e \text{ sim}}$ (kW)	$\dot{Q}_{e \text{ real}}$ (kW)	\dot{Q}_e Error relativo (%)	$\dot{Q}_{a \text{ sim}}$ +	$\dot{Q}_{a \text{ real}}$ +	\dot{Q}_a Error relativo (%)	$\dot{Q}_{g \text{ sim}}$ (kW)	$\dot{Q}_{g \text{ real}}$ (kW)	\dot{Q}_g Error relativo (%)
LT-10C	353,28	352	0,36	827,6	836,46	-1,06	474,31	472,23	0,44
LT-12C	424,04	422	0,48	993,04	1.003,7	-1,07	568,99	564,86	0,73
LT-14C	494,66	492	0,54	1.158,9	1.171,4	-1,07	663,93	660,1	0,58
LT-16C	565,48	563	0,44	1.323,97	1.338,4	-1,08	758,48	751,49	0,93
LT-18C	636,03	633	0,48	1.489,59	1.505,7	-1,07	853,55	847,95	0,66
LT-20C	742,07	738	0,55	1.737,8	1.756,5	-1,07	995,73	988,51	0,73

Los resultados muestran que el modelo desarrollado proporciona errores relativos entre 1 y -1,1% para la simulación de los sistemas de refrigeración por absorción, comparados con los parámetros nominales del fabricante en la suma de los procesos de disipación y absorción de calor. Esto afirma la posición de que el modelo general es consistente y puede usarse sin problemas.

4.3 Análisis de sensibilidad para el sistema con H₂O/LiBr

A continuación, se presentan los resultados del análisis de sensibilidad para cuantificar la influencia de los diferentes parámetros operativos en el rendimiento del sistema usando H₂O/LiBr y colectores solares térmicos (ETC y FPC). En esta sección, se evalúan los efectos de la radiación solar, la temperatura de disipación de calor en el condensador y absorbedor, y la temperatura agua fría en el evaporador. Para ello, se simuló el funcionamiento de la enfriadora serie LT-10C, considerando la irradiación media anual de 846,48 W/m², el período medio diario de luz solar de 7:18 h [114] y sus condiciones nominales de funcionamiento.

La Figura 18 muestra el flujo de calor en el evaporador de la enfriadora por absorción, calculado para el área mínima de colectores solares de placa plana (FPC) y colectores de tubo de vacío (ETC) considerados como fuente de energía para activar el sistema de absorción.

Los resultados muestran que, si la enfriadora de absorción está conectada a colectores FPC, se requiere un área disponible de 1.412 m², mientras que los colectores ETC requieren 840 m², por su mayor eficiencia (para una irradiación solar promedio anual de 846,48 W/m²). Esto implica que los colectores ETC tienen un costo de capital de 83.914 USD menos que los colectores FPC.

Para cumplir con la capacidad de enfriamiento nominal de la serie LT-10C (es decir, $\dot{Q}_e = 352$ kW) [131], el uso de colectores ETC requiere entre 840 m² y 1.500 m² de área para irradiaciones solares entre 500 W/m² y 700 W/m² (Rango de pico de irradiación del mes de octubre). Con el uso de áreas más pequeñas, la enfriadora operaría por debajo de las condiciones nominales. Mientras que el uso de colectores FPC para una irradiación solar de 500 W/m² o menos, el área requerida en los colectores solares sería mayor a 1.700 m² para alcanzar la capacidad nominal de la enfriadora, mientras que para una irradiación de 700 W/m², se requerirían más de 1.400 m² de área. Según la literatura, el área específica promedio necesaria por unidad de refrigeración utilizando sistemas FPC es de alrededor de 3,6 m² / kW, mientras que para los sistemas ETC es de alrededor de 2 m²/kW [22]. Para las condiciones de Barraquilla, la mejor relación de área durante las horas pico fue de 4 m²/kW para FPC y de 2,38 m² / kW para ETC.

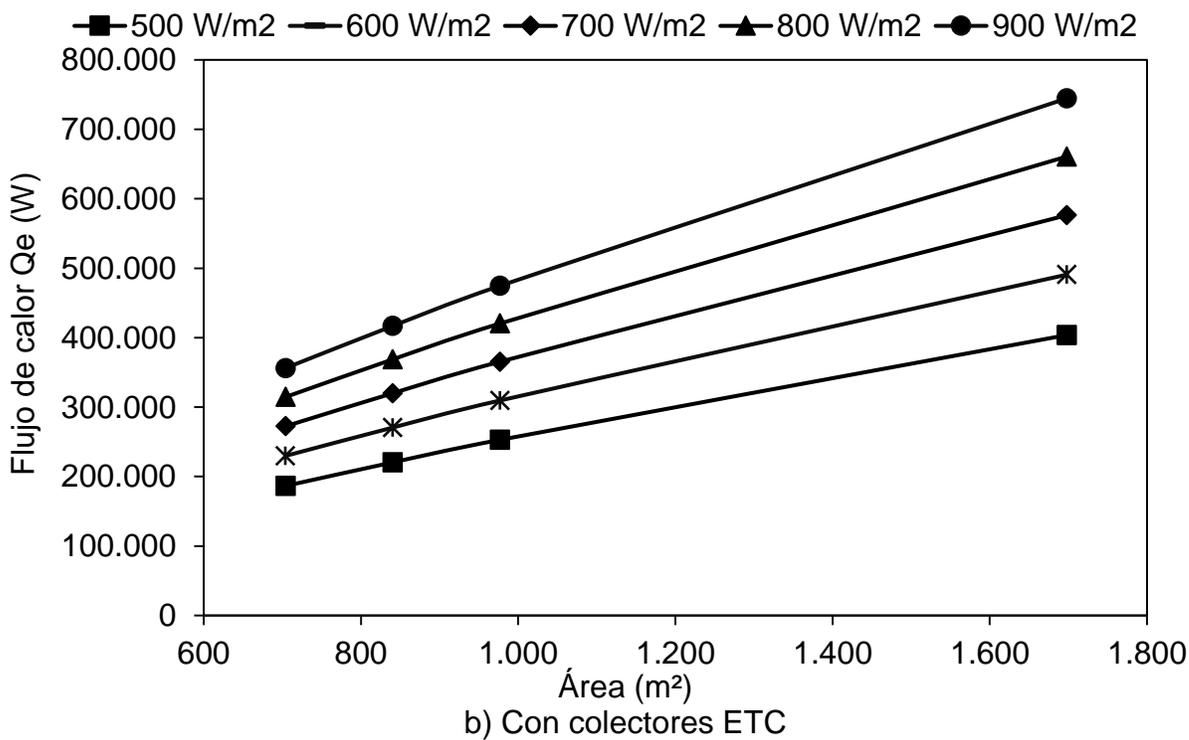
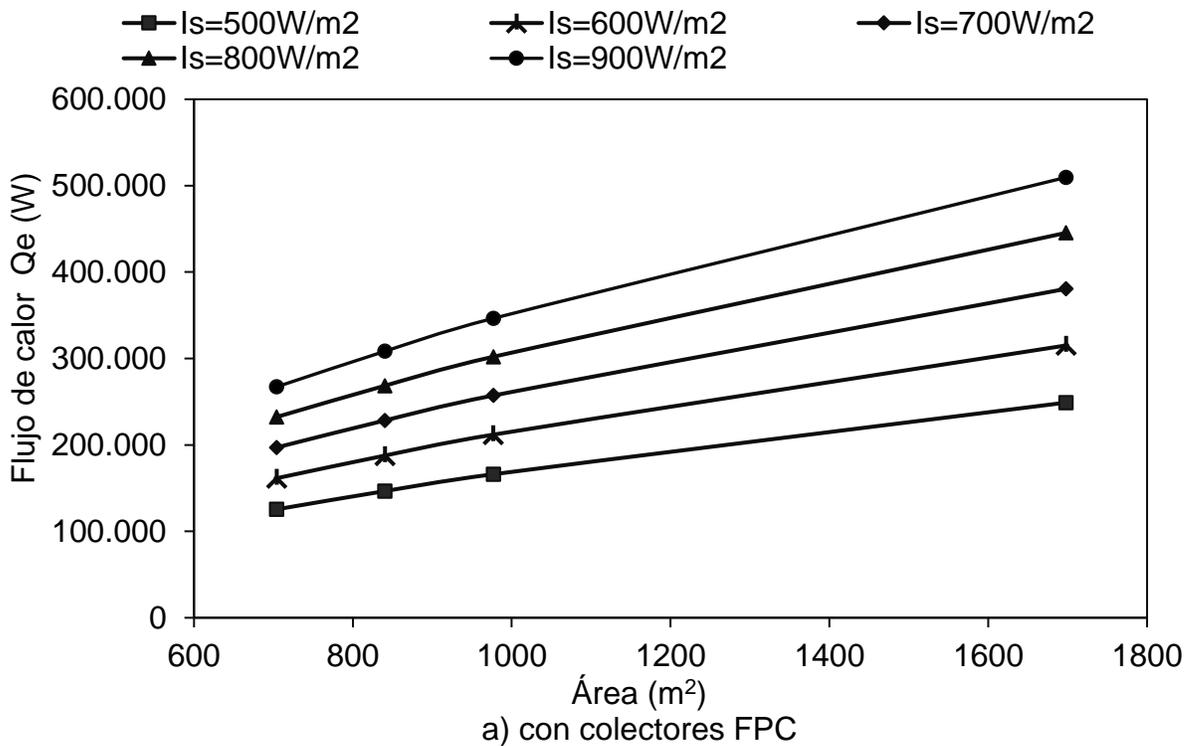
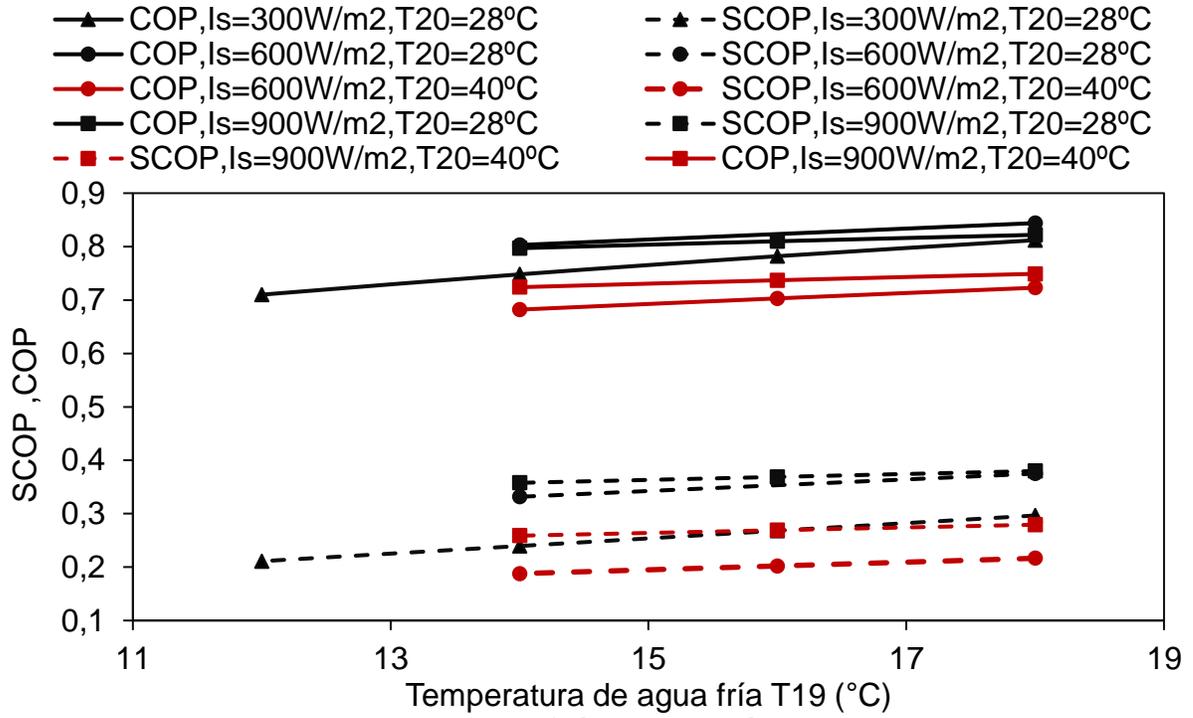


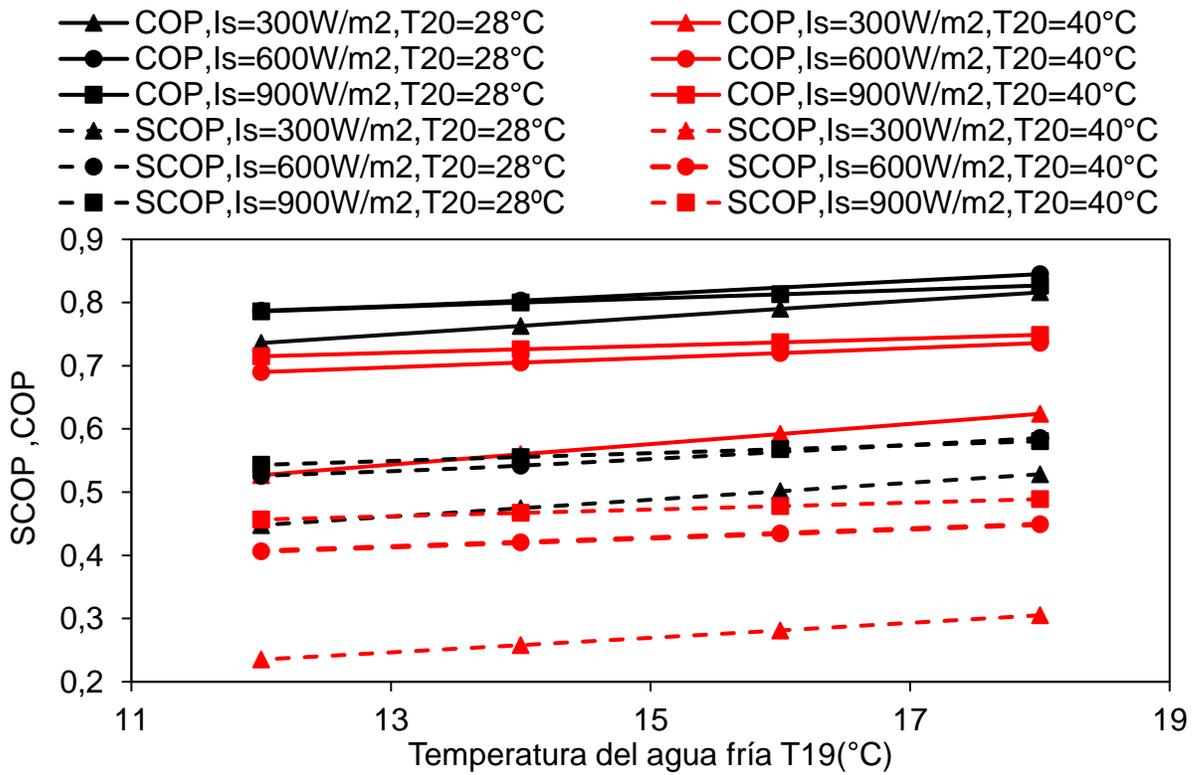
Figura 18 Área de colectores solares para diferentes valores de irradiación solar.

Los resultados en la Figura 19a muestran que el enfriador de absorción alcanza el rendimiento más alto (COP entre 0,79 y 0,84, y SCOP entre 0,35 y 0,37) para valores de irradiación entre 600 a 900 W/m² y una temperatura de disipación de calor de 28°C. Es importante resaltar que esta figura solo muestra los resultados donde la enfriadora opera sin riesgos de cristalización del fluido de trabajo a la entrada del absorbedor. Por lo tanto, se puede concluir, que la enfriadora acoplada a colectores FPC podrá operar sin riesgo de cristalización para producir agua fría a temperaturas mayores a los 14°C (considerando temperaturas de disipación de calor mayores a 28°C).

El COP de la enfriadora disminuye al disminuir la temperatura del agua fría producida para mantener una carga de enfriamiento adecuado. Esto en el sistema implica una mayor entrada de energía en el sistema lo cual, se obtiene con el incremento de la irradiación solar. Sin embargo, esto puede aumentar la temperatura del generador de forma excesiva, lo cual provocaría una mayor separación del refrigerante en este componente, resultando en un flujo de solución pobre a la salida del generador con condiciones inferiores al límite de concentración requerido para que no exista cristalización. Los bajos valores del SCOP indican que la energía solar recibida en los colectores FPC debe ser entre 2,7 y 2,85 veces mayor que la energía intercambiada en el evaporador. Con los parámetros operativos en los rangos reportados y para temperaturas de agua fría producida por encima de 12°C, no se produce cristalización de la solución de H₂O/LiBr a la entrada del absorbedor gracias a la eficiencia de los colectores solares ETC y a que las temperaturas alcanzadas en el generador no sobrepasarían los límites requeridos. Por lo tanto, se evitaría el fenómeno de cristalización.



a) Colector FPC



b) Colector ETC

Figura 19 Estudio de sensibilidad aplicado en la enfriadora por absorción usando $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

El aumento del punto de ajuste o set-point del agua refrigerada (T_{19}) de 2°C mejora el COP entre el 1,6% y el 3,7%. Por otro lado, este sistema puede operar a irradiancias bajas por encima de los 300 W/m^2 , con temperaturas de disipación entre los 28°C y los 40°C , con temperaturas T_{19} iguales o por encima de los 12°C . Si se compara el sistema operando con ETC (ver Figura 19b) y operando con FPC bajo las mismas condiciones de operación, el SCOP del sistema ETC es un 59,4% mayor que el de FPC. Esto es producto de la mayor eficiencia de los ETC comparado con los FPC. En este caso, la energía solar recibida en los colectores ETC es entre 1,69 y 1,89 veces mayor que la energía intercambiada en el evaporador. Estos resultados se pueden utilizar para definir estrategias de control adecuadas en los sistemas de enfriamiento por absorción en las condiciones ambientales de Barranquilla.

En general, a medida que aumenta la irradiación solar, el COP y el SCOP aumenta debido a que el flujo de calor en el evaporador y en el generador se incrementa. Sin embargo, a 900 W/m^2 el COP es menor que a 600 W/m^2 para una temperatura de agua fría por encima de los 14°C (ver Figura 19b). A pesar de ello, el SCOP es mayor a 900 W/m^2 , lo que significa que existe mayor flujo de calor en el evaporador y que se está superando la energía requerida de entrada al generador. Por otra parte, a una temperatura de agua fría de 18°C , el SCOP para 900 W/m^2 y 600 W/m^2 muestran valores similares. Esto ocurre porque en este punto de operación existe un sobrecalentamiento del vapor de agua correspondiente a la corriente 7 (ver Figura 13).

Por otro lado, la Figura 20 muestra los resultados del flujo de calor en el evaporador y generador con 840 m^2 de área de colectores solares ETC. La Figura 20a muestra el flujo de calor del generador y el evaporador para una irradiación de 300 W/m^2 . Los resultados indican que a medida que se aumenta la temperatura del agua fría, el flujo de calor del evaporador y el generador aumentan. Este incremento es mayor a medida que la temperatura de disipación de calor (T_{20} y T_{16}) disminuye. El mayor incremento del flujo de calor en el generador se presenta a temperaturas de disipación de 28°C con temperaturas del agua fría entre los 12°C y los 14°C (incremento de 2,61% por 2°C).

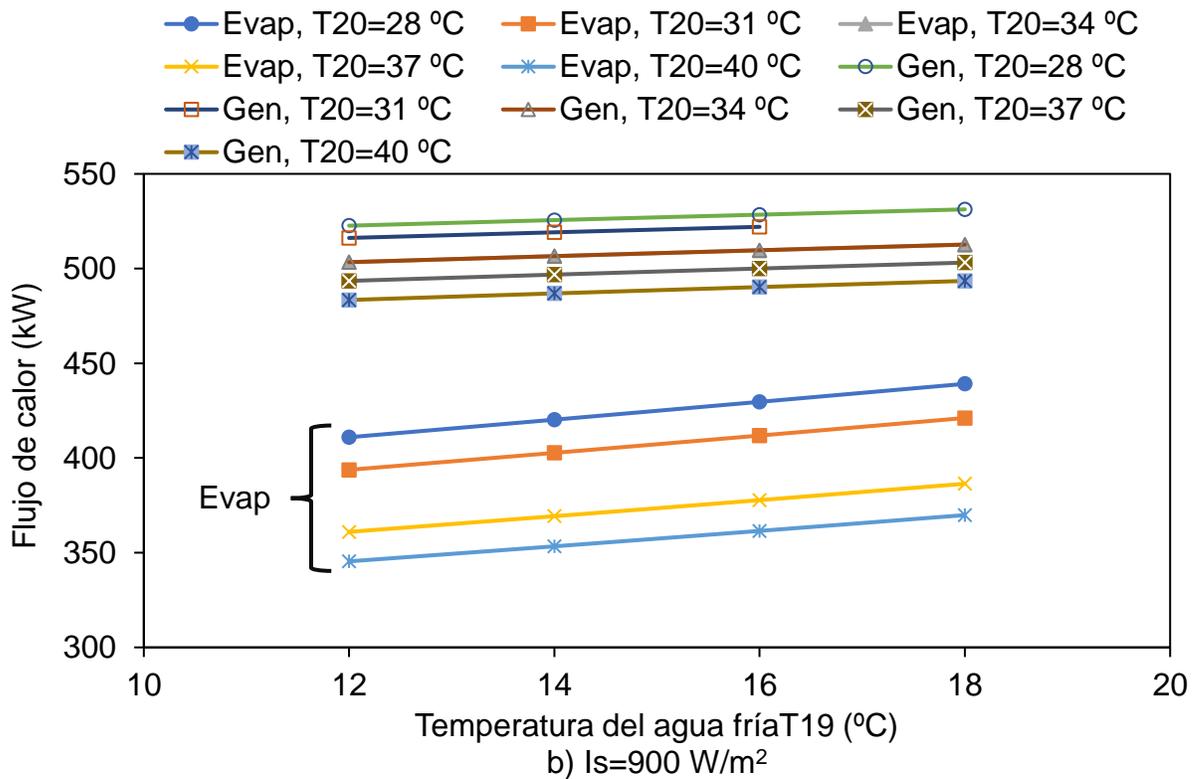
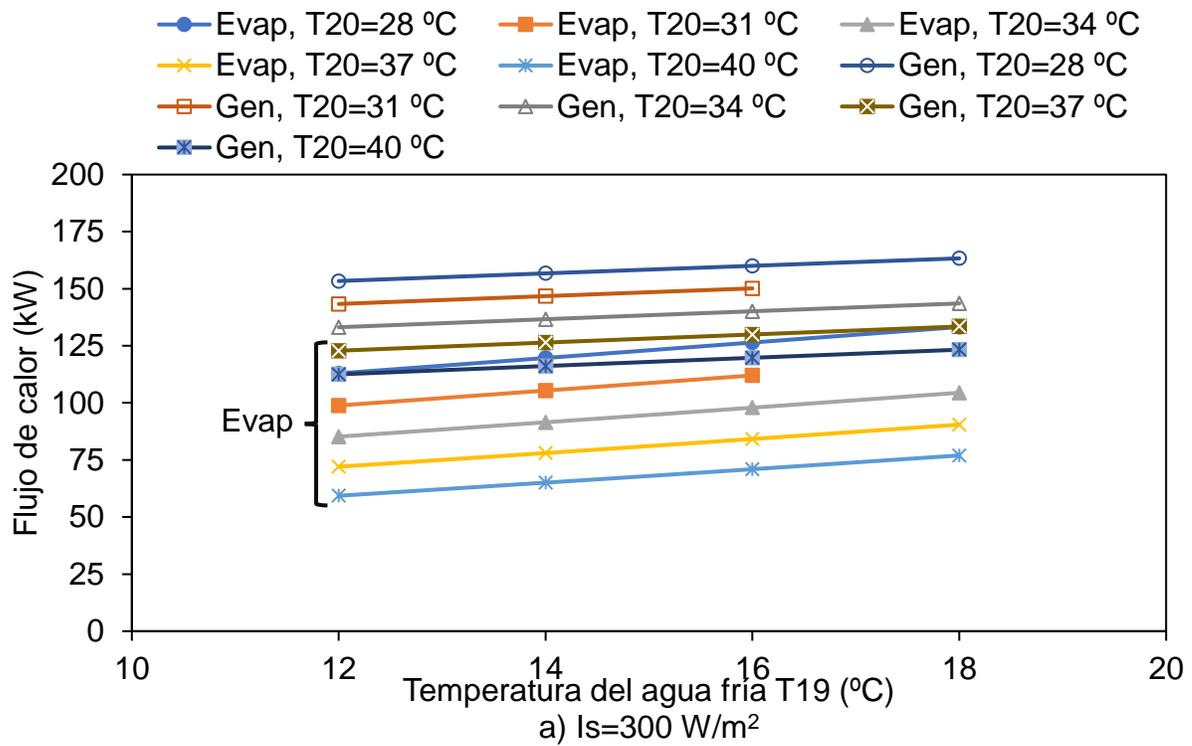


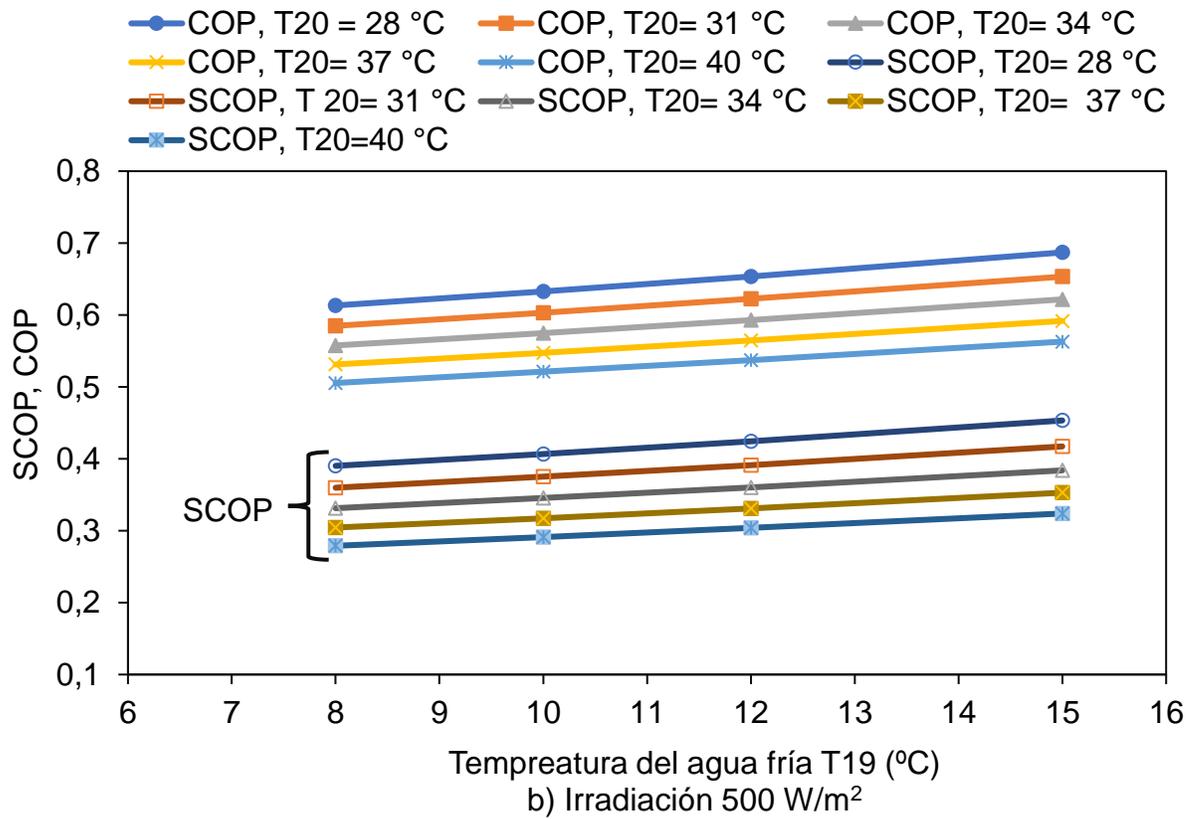
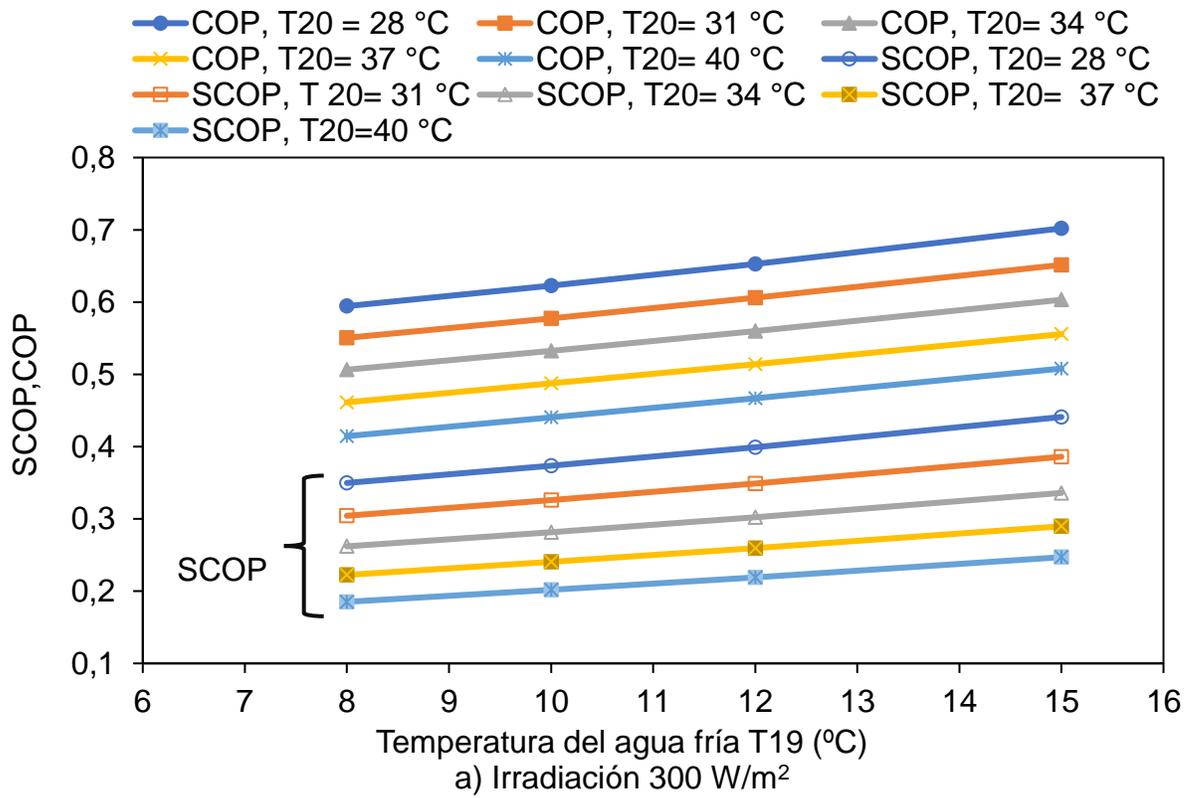
Figura 20 Flujo de calor del generador y el evaporador en la enfriadora por absorción operando con FPC, usando $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Para otros valores de temperatura de agua fría, las diferencias son despreciables para un mismo nivel de irradiación solar. El máximo flujo de calor en el generador es de 163 kW y en el evaporador de 133 kW para temperaturas del agua a refrigerar de 18°C. Para este valor de irradiación solar no se alcanzan los 352 kW de carga nominal de la enfriadora. Por otra parte, el flujo de calor del generador y el evaporador que con una irradiación de 900 W/m² (Figura 20b), el mayor incremento del flujo de calor en el generador se observa para temperaturas de disipación de 28°C con temperaturas de agua fría entre 12°C y 14°C (incremento de 1,93% por 2°C). Sin embargo, para otros valores de temperaturas del agua refrigerada la diferencia es despreciable para un mismo nivel de irradiación solar. En este caso, el máximo flujo de calor en el generador es de 531 kW y en el evaporador de 439,1 kW para temperaturas del agua refrigerada de 18°C. En general, con una irradiación solar de 900 W/m² es posible alcanzar la carga nominal de 352 kW.

4.4 Análisis de sensibilidad para sistema con NH₃/LiNO₃

A continuación, se presentan los resultados de la influencia de los parámetros operacionales en el desempeño del sistema de enfriamiento por absorción con NH₃/LiNO₃ como fluido de trabajo, considerando una capacidad de enfriamiento nominal de 352 kW y usando los colectores solares térmicos ETC. En los cálculos se considera una irradiación media anual de 846,48 W/m², y un período de irradiación medio diario de 7:18 h [114]. Por otra parte, para las condiciones nominales de funcionamiento del sistema de absorción con colectores de tubo de vacío (ETC), se considera un área de 1.105 m², la cual, es mayor comparada con la requerida para H₂O/LiBr.

La Figura 21 muestra la relación entre el rendimiento del enfriador de absorción para diferentes valores de irradiación solar.



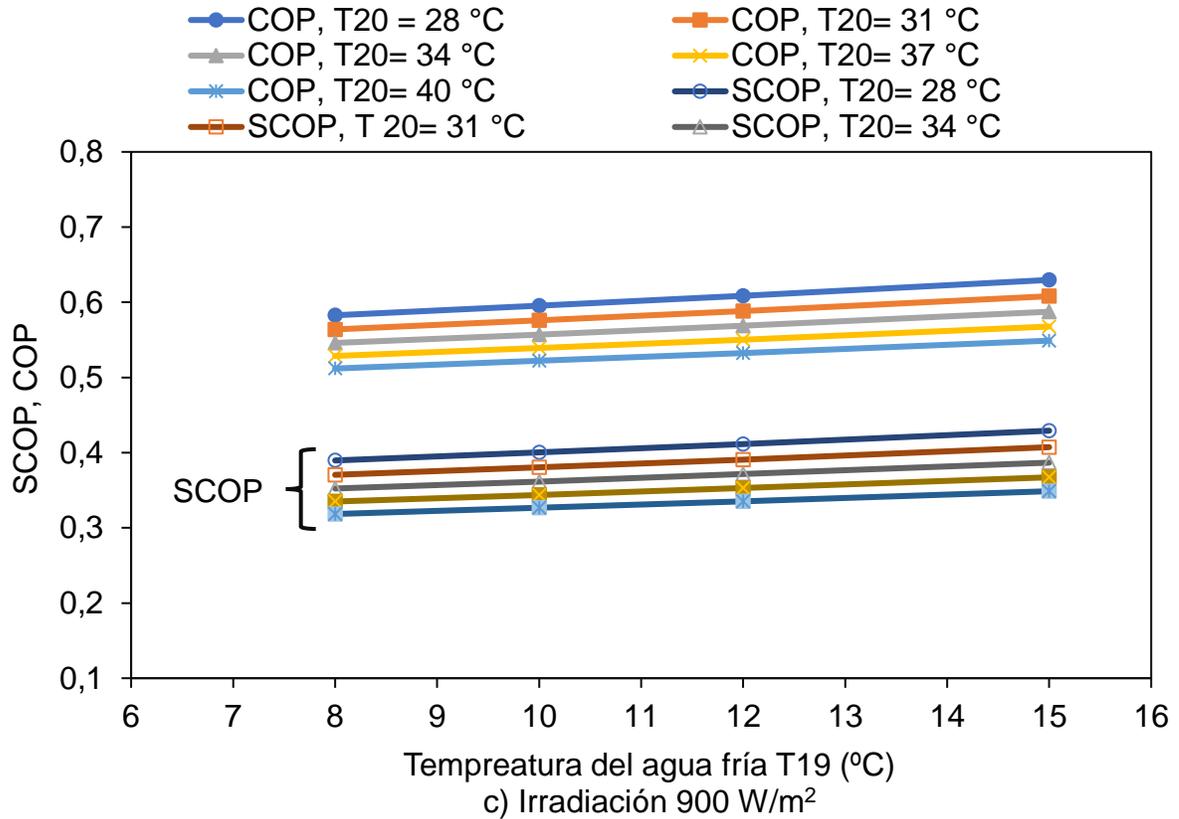


Figura 21 Estudio de sensibilidad aplicado en la enfriadora por absorción con ETC, usando $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

Los resultados muestran que el enfriador alcanza su máximo rendimiento para un rango de irradiación solar entre 600 W/m^2 y 900 W/m^2 , resultando en valores del COP entre 0,58 y 0,70 y SCOP entre 0,34 y 0,45 (para una temperatura de disipación de 28°C y temperaturas de refrigeración entre 8°C y 15°C). Comparado con el $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, el $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ no cristaliza para los parámetros operativos en el rango descrito en la Figura 21. Esto permite operar el equipo en un rango de operación más amplio para la temperatura de agua fría y disipación de calor sin riesgo de mal funcionamiento o detención de la máquina. Adicionalmente, aumentar el aumento del punto de ajuste o setpoint del agua fría (T_{19}) de 2°C mejora el COP entre 2,16% y 4,7%.

La Figura 22 presenta el flujo de calor en el evaporador y el generador para diferentes valores de temperatura de agua fría y de temperatura de disipación de calor para irradiaciones de 300 W/m^2 y 900 W/m^2 .

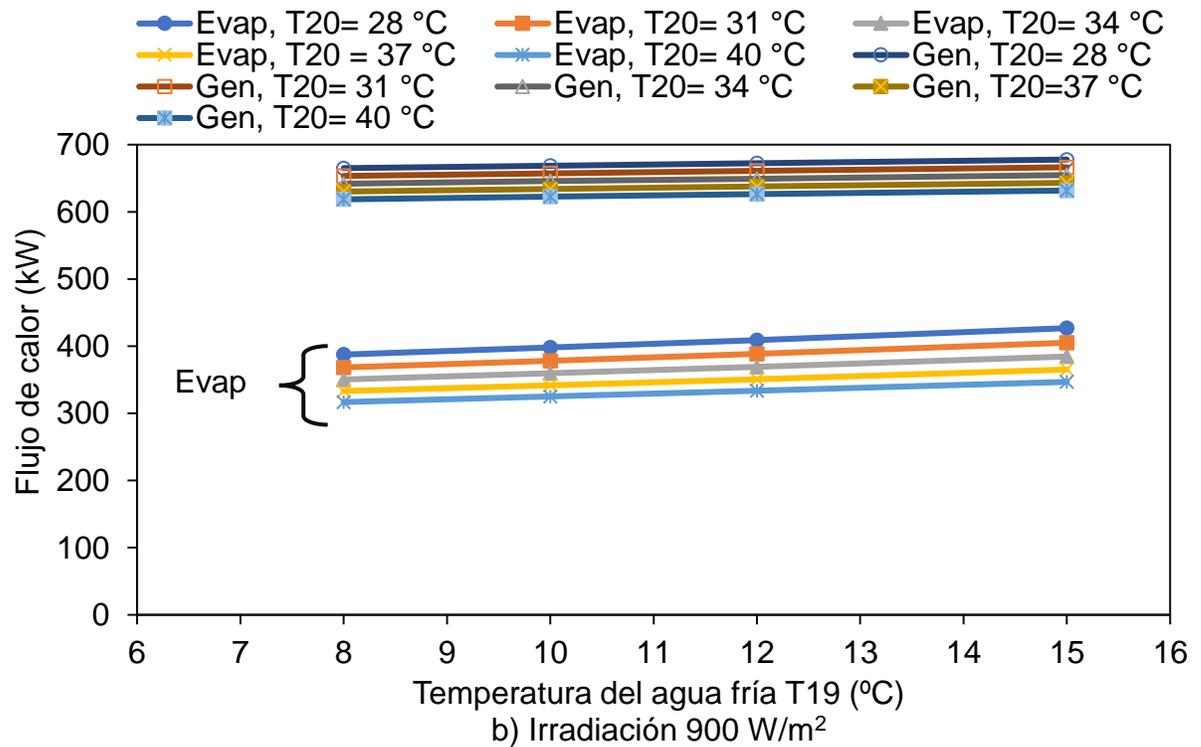
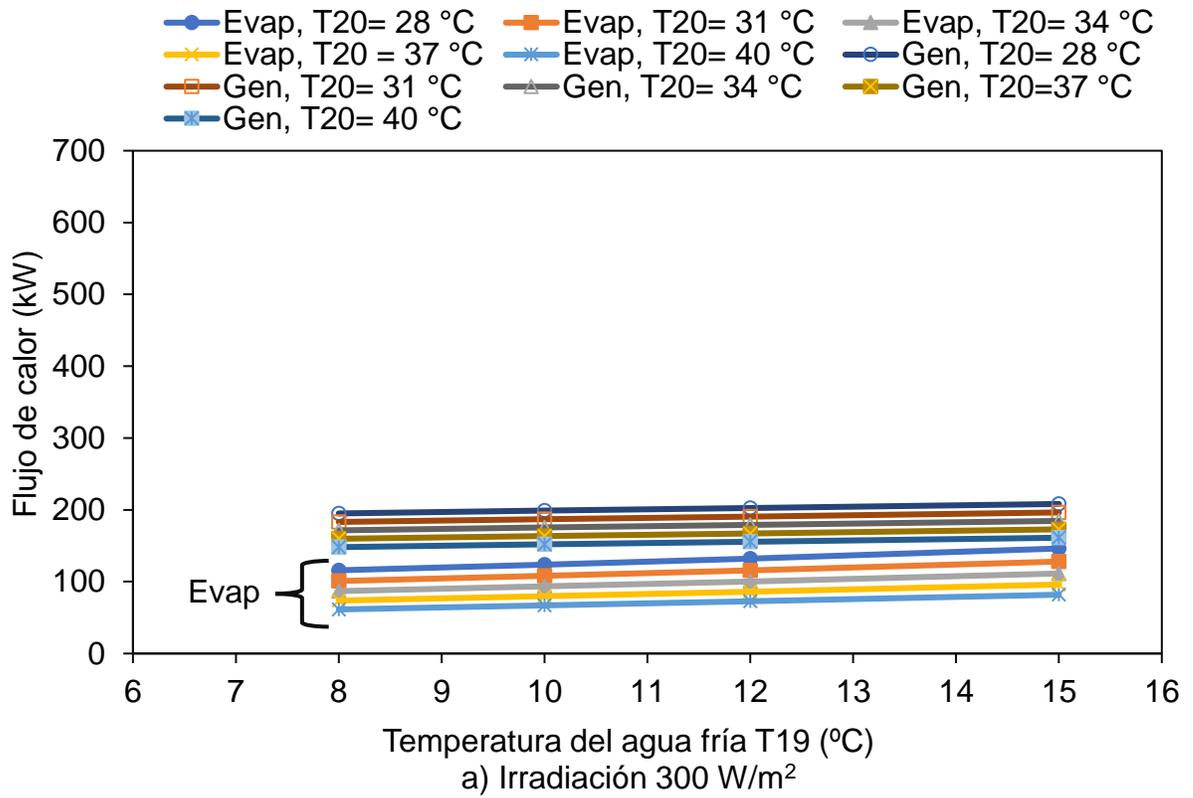


Figura 22 Flujo de calor del generador y evaporador en la enfriadora por absorción con ETC usando $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

Los resultados muestran que para bajos valores de irradiación, la enfriadora no alcanza las condiciones nominales de operación (352 kW de frío). Mientras que, para una irradiación de 900 W/m^2 , la enfriadora puede operar con una capacidad de enfriamiento mayor a su capacidad nominal, particularmente para temperaturas de disipación de calor inferiores a 37°C . Esto implica que la disipación de calor por aire también es una opción cuando se usa $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ como fluido de trabajo, siendo inviable cuando se usa $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Comparando las simulaciones del sistema con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ para los mismos valores de temperatura en las corrientes externas consideradas para validar el sistema que usa $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, el COP del sistema operando con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ es de 0,57 y el COP del sistema con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ es de 0,74 para $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Para los rangos de operación evaluados en los análisis de sensibilidad, el COP del sistema operando con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ tiene una diferencia menor de entre el 19% y el 25% comparado con el sistema operando con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Esta diferencia se explica porque, el sistema operando con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ requiere una bomba más grande por el incremento del flujo másico de la solución en aproximadamente 190% comparado con el uso de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Sin embargo, el $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ permite un rango de operación más amplio para las temperaturas de agua fría y disipación de calor sin riesgos de malfuncionamiento o paradas de la máquina debido a la cristalización de la solución. Adicionalmente, y a diferencia del $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, el uso de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ permite considerar la disipación de calor por aire sin riesgo de mal funcionamiento. Por consiguiente, hay un potencial para el desarrollar máquinas de absorción que operen con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ como fluido de trabajo para aplicaciones de acondicionamiento de aire en centros comerciales.

4.5 Consumo de energía de enfriadoras por compresión mecánica del vapor en centros comerciales (escenario 1)

La Figura 23 muestra los datos recolectados con el analizador de redes eléctricas. Estos datos corresponden al consumo eléctrico de las enfriadoras por compresión mecánica de vapor en los centros comerciales seleccionados durante un día típico de operación.

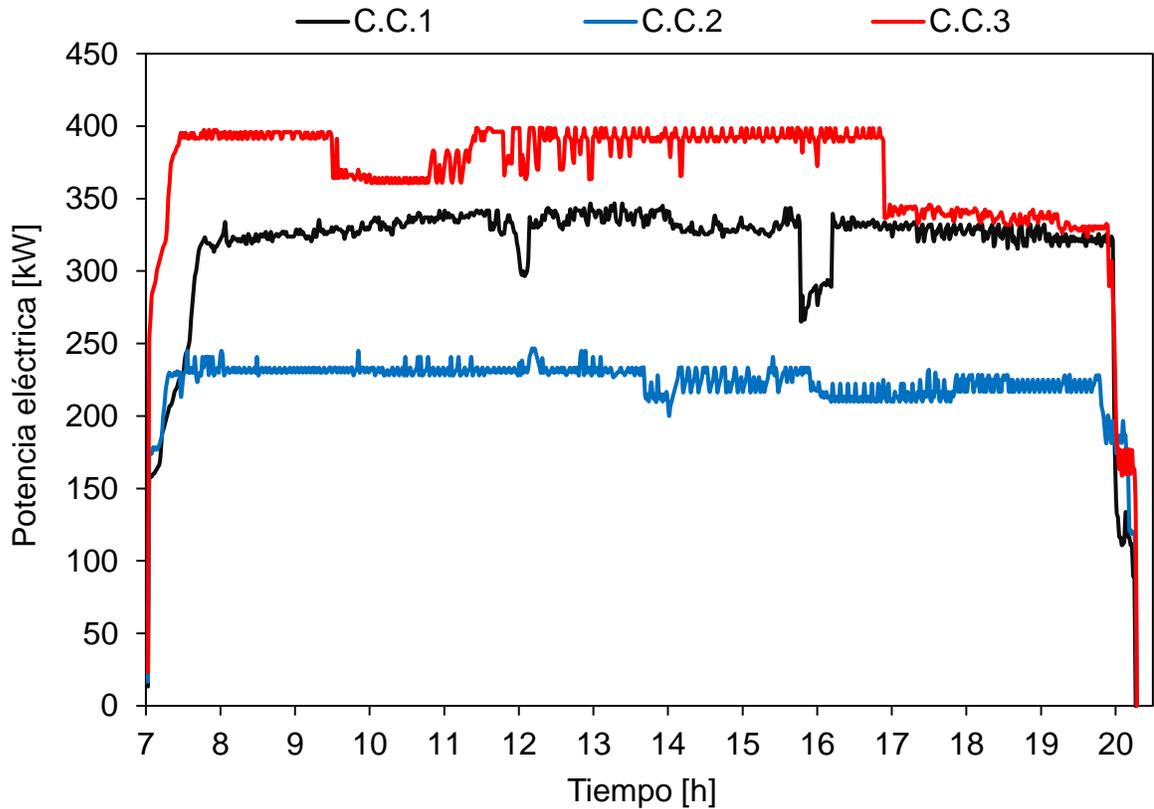


Figura 23 Consumo de energía de las enfriadoras por compresión mecánica de vapor.

Los datos recopilados muestran que el consumo de energía se mantiene relativamente estable durante el día. En la ciudad, los centros comerciales operan alrededor de 13 horas al día. El C.C.3, con el mayor consumo de energía, tiene una demanda de potencia en las enfriadoras que varía entre 330 kW y 400 kW durante la mayor parte del día, la cual disminuye después de las 17 horas cuando se apagan algunos equipos de respaldo. Por otra parte, en el C.C.1 el consumo de potencia de las enfriadoras varió entre 267 kW y 330 kW durante la mayor parte del día, mientras que en el C.C.2 el consumo de potencia varió durante la mayor parte del día entre 200 y 240 kW. En los tres centros comerciales se observan variaciones en el consumo de energía, que dependen del funcionamiento del centro comercial, es decir, flujo de personas, condiciones ambientales, etc.

Para estimar la carga térmica disipada por las enfriadoras de compresión mecánica en los centros comerciales, se consideró un COP_{comp} de 3 [34], [70]. En consecuencia, las cargas de máximas de enfriamiento estimadas para los sistemas de enfriamiento por compresión

mecánica en el C.C.1 es de 1.001 kW, mientras que en el C.C.2 es de 735 kW, y en el C.C.3 es de 1.187 kW. Estos resultados se utilizan para definir la carga de enfriamiento que deben cubrir las configuraciones de los sistemas de enfriamiento por absorción discutidas. Hay que señalar, que la demanda de frío es baja cuando el sistema arranca a las 7:00 horas y cuando el sistema se apaga a las 20:30 horas. Esta demanda aumenta rápidamente después del arranque del sistema desde unos 20 kW hasta 200 kW o 400 kW dependiendo del centro comercial. Antes del apagado del sistema ocurre lo contrario, es decir, la carga se reduce rápidamente.

4.6 Casos estudios de los escenarios 2, 3 y 4

En esta subsección, se presentan los resultados de la simulación del funcionamiento de las enfriadoras por absorción en los centros comerciales. Las cargas de refrigeración estimadas a partir de las mediciones de consumo de energía eléctrica se utilizaron para definir la demanda de frío a cubrir por parte de las enfriadoras por absorción en cada centro comercial. Adicionalmente, se consideró el área disponible para colectores solares en cada edificio. Para las simulaciones, la temperatura del agua fría producida se fijó en 12 °C, mientras que la temperatura de disipación de calor se fijó en 29,4 °C. El poder calorífico inferior del gas natural se tomó como 47.040 kJ/kg [132].

Dado que la temperatura del agua fría producida fue fijada en 12 °C, las enfriadoras podrían operar por encima de su capacidad de enfriamiento nominal. La Tabla 25, muestra el número de unidades de enfriamiento y áreas de colectores solares utilizados en cada centro comercial para cada escenario (2, 3 y 4).

En el C.C.1, las enfriadoras de compresión mecánica cubren una carga de enfriamiento de 1.001 kW, carga que puede suministrarse usando tres enfriadoras por absorción LT-10C de 352 kW operando a capacidad nominal. Sin embargo, el rendimiento del enfriador y la posibilidad de operar cerca de las condiciones nominales dependen de la radiación solar. Por otra parte, para el escenario en que las enfriadoras se activan combinando energía solar con gas natural o usando solo gas natural, estas pueden funcionar en condiciones nominales o superiores, dado que la temperatura de salida del agua fría se fijó en valores superiores al nominal. Por consiguiente, en el C.C.1 solo se utilizaron dos enfriadoras por absorción

considerando que son activadas con la combinación de energía solar y gas natural, o solo con gas natural.

Tabla 25. Número de enfriadoras por absorción y área de colectores solares requerida.

Centro comercial	Fuente de energía	Número de chillers	Colector Solar (m²)
C.C.1	Solar (ETC)	3	2.521,2
	Gas natural	2	-
	Combinación	2	1.680,8
C.C.2	Solar (ETC)	2	1.680,8
	Gas natural	2	-
	Combinación	2	1.680,8
C.C.3	Solar (ETC)	1	840,4
	Gas natural	2	-
	Combinación	1	840,4

Un análisis similar de los C.C.2 y C.C.3 muestra que considerando la energía solar para activar las máquinas solo permite una unidad enfriadora producto de la poca disponibilidad de área para los colectores solares. Por otra parte, cuando las enfriadoras se activan usando gas natural se pueden usar dos máquinas para cubrir la demanda de frío.

4.6.1 Escenario 2: Enfriadoras por absorción activadas con energía solar

Los resultados de las simulaciones de las enfriadoras por absorción que operan con H₂O/LiBr y son activadas con energía solar, considerando las condiciones de operación de cada centro comercial, muestran un COP máximo de 0,77 (ver Figura 45), mientras que el SCOP máximo es 0,52. El mayor rendimiento de las enfriadoras se obtiene entre las 10:00 y las 11:00 horas, cuando la irradiación solar permite que estas pueden operar cerca de su capacidad de enfriamiento nominal. Fuera de esta franja horaria, la irradiación no permite el funcionamiento óptimo de las máquinas y se reduce su rendimiento o desempeño (ver anexo 7.5).

Las variaciones de la irradiación solar durante el día hacen que la capacidad de enfriamiento de las enfriadoras por absorción varíe también. Lo que además depende del tipo de colector solar térmico y del área disponible para colectores solares. La Figura 24 muestra la demanda

de refrigeración que pueden cubrir los sistemas de refrigeración por absorción activados por energía solar en porcentaje para cada centro comercial.

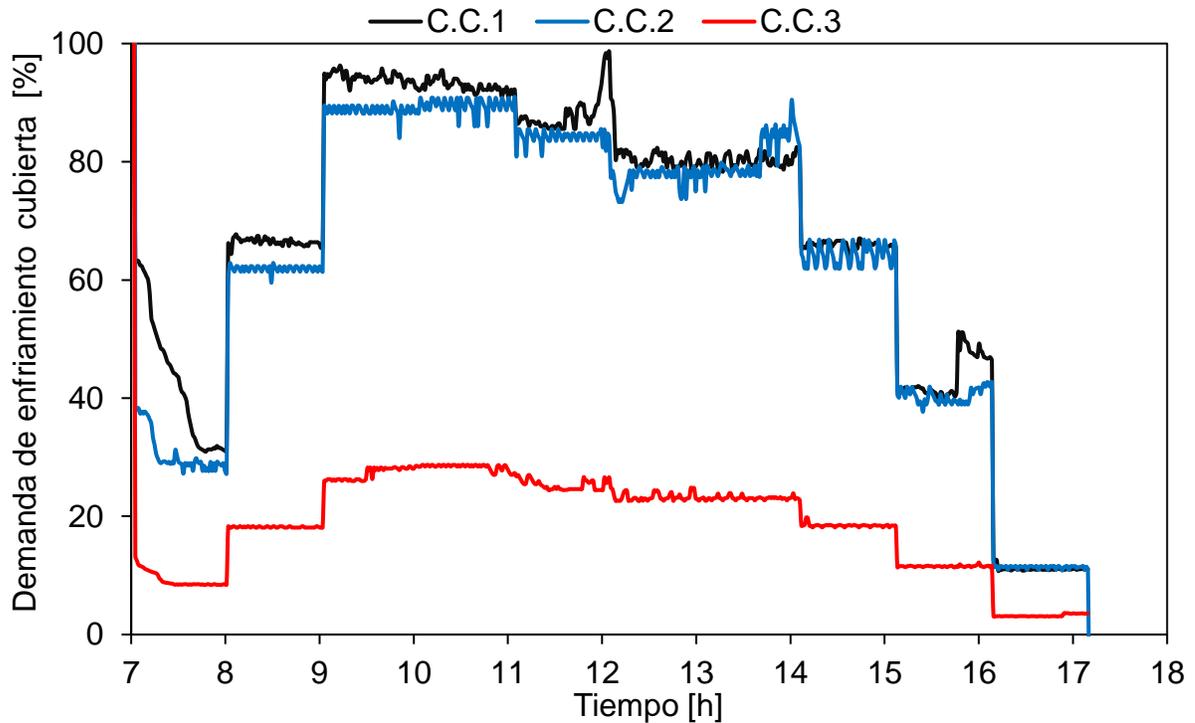


Figura 24. Porcentaje de la demanda de enfriamiento cubierta por sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar.

Los resultados muestran que, debido a las limitaciones del área disponible para colectores solares en los centros comerciales, los sistemas de enfriamiento por absorción podrían contribuir entre el 3% y el 97,5% de la demanda de enfriamiento entre las 7:00 y las 17:00 horas, lo que coincide con el período de mayor demanda en el día. En el C.C.1, las enfriadoras por absorción podrían cubrir entre el 40% y el 97,5% de la demanda de refrigeración entre las 8:00 y las 15:00 horas, cayendo al 10,9% después de las 15:00 horas. Por otra parte, en el C.C.2, las enfriadoras por absorción podrían suplir del 40% al 87,6% de la demanda de refrigeración entre las 8:00 y las 15:00 horas, cayendo al 10,9% después de las 15:00 horas. Finalmente, en el C.C.3, las enfriadoras por absorción podrían aportar del 11,58% al 29% de la demanda de enfriamiento entre las 8:00 y las 15:00 horas, cayendo al 3% después de las 15:00 horas. De los resultados, se concluye que las principales limitaciones del uso de ETC para alimentar enfriadoras por absorción son: el área disponible para colectores solares y las

variaciones de la irradiación solar durante el día. Por lo tanto, en este escenario, el uso de unidades de enfriamiento por compresión mecánica de vapor es necesaria para complementar la demanda de enfriamiento en los centros comerciales.

Por otro lado, los resultados de las simulaciones de las enfriadoras por absorción activadas con energía solar para el uso de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y considerando las condiciones de operación fijadas, muestran un COP máximo de 0,64, mientras que el SCOP máximo es 0,41. La Figura 25 muestra la demanda de enfriamiento cubierta usando $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ como fluidos de trabajo.

Los resultados muestran un comportamiento similar, con un desempeño ligeramente superior para el uso de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, que obtiene el mayor rendimiento (COP) entre las 8:00 y las 9:00 horas y entre las 15:00 y las 14:00 horas (ver Figura 46). En el C.C.1 el sistema alcanza el 100% de la demanda de enfriamiento por períodos de tiempo corto para el uso el $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ en las máquinas de enfriamiento por absorción. En este caso, el flujo de calor en el generador es mayor (sin causar un sobrecalentamiento excesivo). Por consiguiente, pasa mayor cantidad de vapor de refrigerante al condensador y posteriormente al evaporador, lo que aumenta el flujo de calor en el evaporador. El flujo másico de la bomba de la solución y el de la bomba del circuito de colectores solares térmicos también aumentan para garantizar el mayor flujo de calor sin sobrecalentamiento excesivo de la corriente 7.

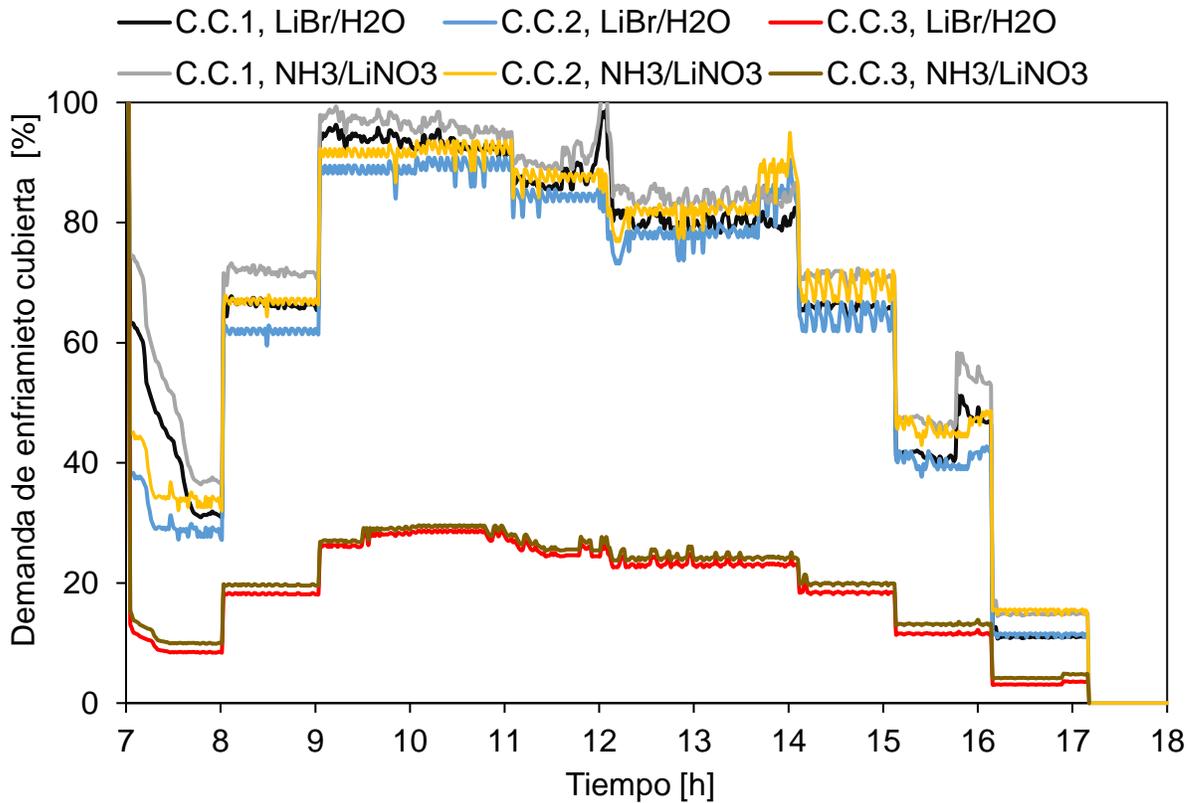


Figura 25 Demanda de enfriamiento cubierta por sistemas de refrigeración por absorción activadas con energía solar con H₂O/LiBr y NH₃/LiNO₃.

4.6.2 Escenario 3: Enfriadoras por absorción activadas con energía solar y gas natural

Dado el funcionamiento relativamente estable de la energía de activación (energía solar + calor de la combustión de gas natural en este escenario) el COP de las enfriadoras operando con H₂O/LiBr en los C.C.1, C.C.2, C.C.3 se mantuvo alrededor de 0,77. Mientras que para las enfriadoras por absorción operando con NH₃/LiNO₃ el COP se redujo hasta 0,64. En el caso del C.C.3 solo se consideró 1 enfriadora por absorción, esto debido a la limitación de área disponible para los colectores solares.

Para definir la participación en la capacidad de enfriamiento de las enfriadoras por absorción a partir de la energía solar, es necesario definir la relación entre el calor absorbido por los ETC y el calor transferido al generador. La Figura 26 muestra esta relación para enfriadoras

por absorción activadas con energía solar y gas natural en los centros comerciales para ambos fluidos de trabajo.

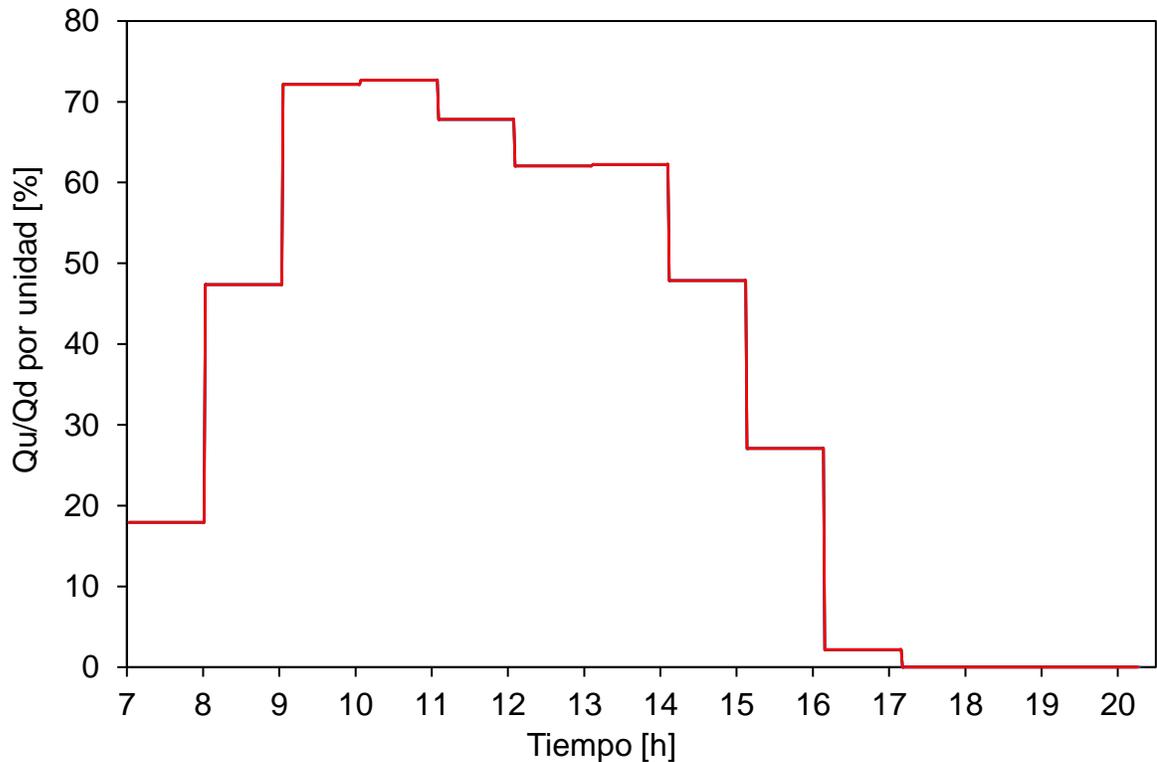


Figura 26 Relación entre el calor absorbido por ETC y el calor recibido por el generador. Los resultados muestran que, entre las 9:00 y las 14:00 horas, los colectores solares podrían cubrir entre el 62% y el 78% de la energía requerida para activar las enfriadoras por absorción en los centros comerciales. La energía restante se obtiene de la combustión del gas natural en un quemador de gas. Por otra parte, entre las 7:00 y las 8:00 horas, y entre las 14:00 y las 16:30 horas (donde la irradiación solar es menor), el gas natural representa del 53% al 100% del calor suministrado al generador.

La Figura 27 muestra la demanda de enfriamiento cubierta por las enfriadoras por absorción (con H₂O/LiBr) activadas por la combinación de energía solar y gas natural para los tres centros comerciales.

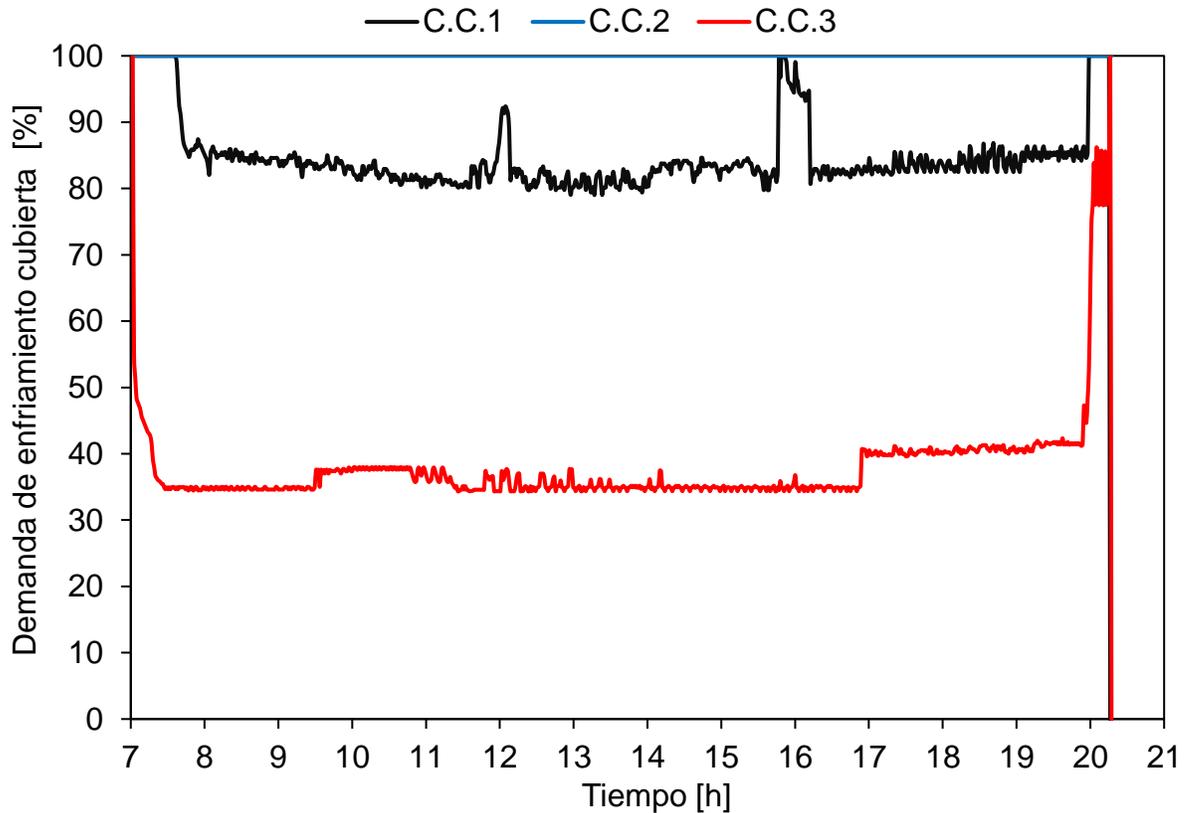


Figura 27 Demanda de enfriamiento cubierta por enfriadoras por absorción con H₂O/LiBr activadas por energía solar + gas natural.

Los resultados muestran que en C.C.1 y C.C.2, el efecto de enfriamiento proporcionado por las enfriadoras de absorción sería similar al obtenido utilizando gas natural para activar las enfriadoras. Esto se debe al uso del mismo número de enfriadoras en este estudio escenario, considerando la posibilidad de un funcionamiento por encima de la capacidad nominal gracias a la entrada estable de energía.

Además, los resultados muestran que en el C.C.1, las enfriadoras por absorción podrían suplir alrededor del 81% de la demanda de enfriamiento durante la mayor parte del día, incluidas las horas pico. De forma similar, en el C.C. 2, las enfriadoras por absorción podrían cubrir el 100% de la demanda de enfriamiento durante el día. Finalmente, en el C.C.3 las enfriadoras por absorción podrían cubrir alrededor del 35% de la demanda de enfriamiento. La baja capacidad para cubrir la demanda de refrigeración en el C.C.3 comparado con los C.C.1 y

C.C.2 se debe a las limitaciones de área disponible para los colectores solares, que permiten activar una enfriadora de absorción combinando la energía solar y el gas natural.

La Figura 28 muestra los resultados de la simulación del sistema con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

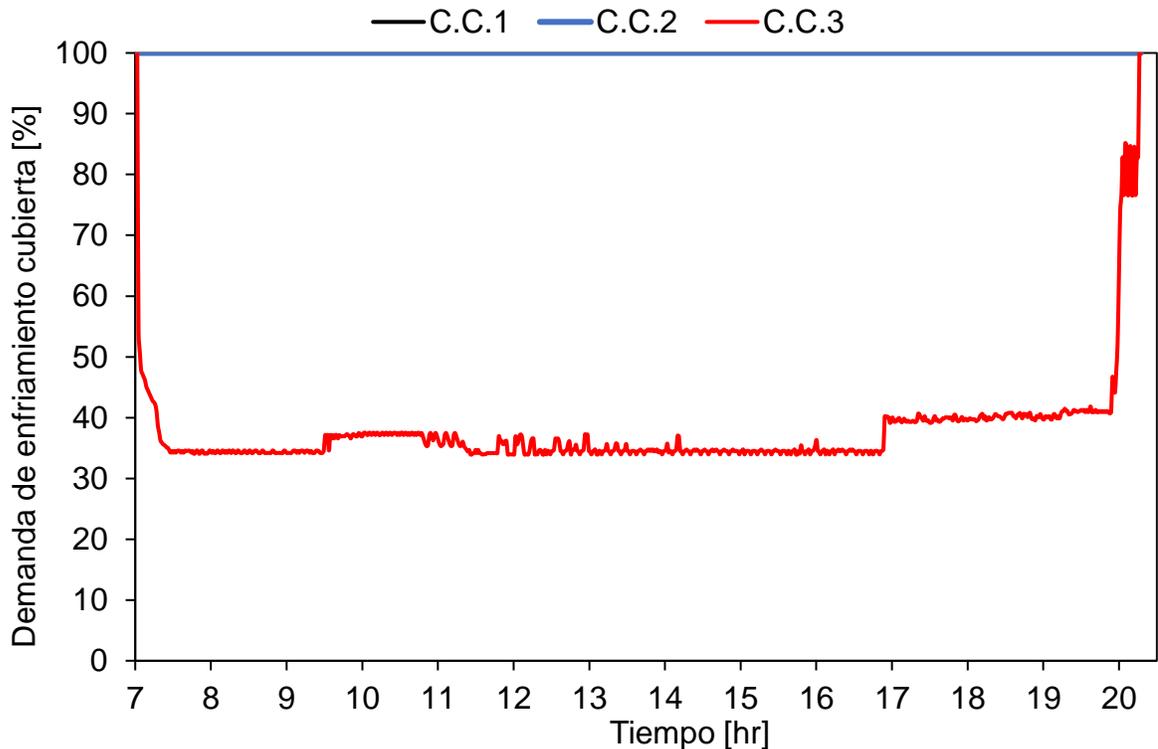


Figura 28 Demanda de enfriamiento cubierta por enfriadoras por absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ que combinan energía solar y gas natural.

Los resultados muestran, a diferencia del uso de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, el fluido de trabajo $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ en las enfriadoras permitiría cubrir toda la carga de enfriamiento en los C.C.1 y C.C.2. Lo que se explica porque en las condiciones de operación definidas, la enfriadora podría llegar a 406 kW en el evaporador.

4.6.3 Escenario 4: Enfriadoras por absorción activadas con gas natural

Las simulaciones de las enfriadoras por absorción alimentadas por gas natural muestran que el COP cuando las enfriadoras por absorción operan con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ en los centros comerciales es de alrededor de 0,77, considerando un suministro de energía estable.

La Figura 29 muestra el porcentaje de la demanda de enfriamiento que cubren los sistemas de absorción para cada centro comercial. En este escenario, se utilizaron 2 enfriadoras de absorción en cada centro comercial por la limitante de área disponible para la instalación del sistema.

En el C.C.1, el sistema de absorción puede abastecer del 81% al 100% de la demanda de enfriamiento durante el día (entre las 8:00 y las 18:00 horas). Mientras que en el C.C.2, las enfriadoras por absorción podrían cubrir el 100% de la demanda de enfriamiento durante el día. Finalmente, en el C.C.3 las enfriadoras por absorción podrían cubrir del 70% al 83% de la demanda de enfriamiento durante el día (entre las 8:00 y las 18:00 horas). En los C.C.1 y C.C.3 podría cubrirse el 100% de la demanda de enfriamiento si se agrega un enfriador de absorción. No obstante, esto aumentaría los costos de inversión significativamente para introducir un sistema que operaría a carga parcial, afectando la viabilidad económica de la inversión.

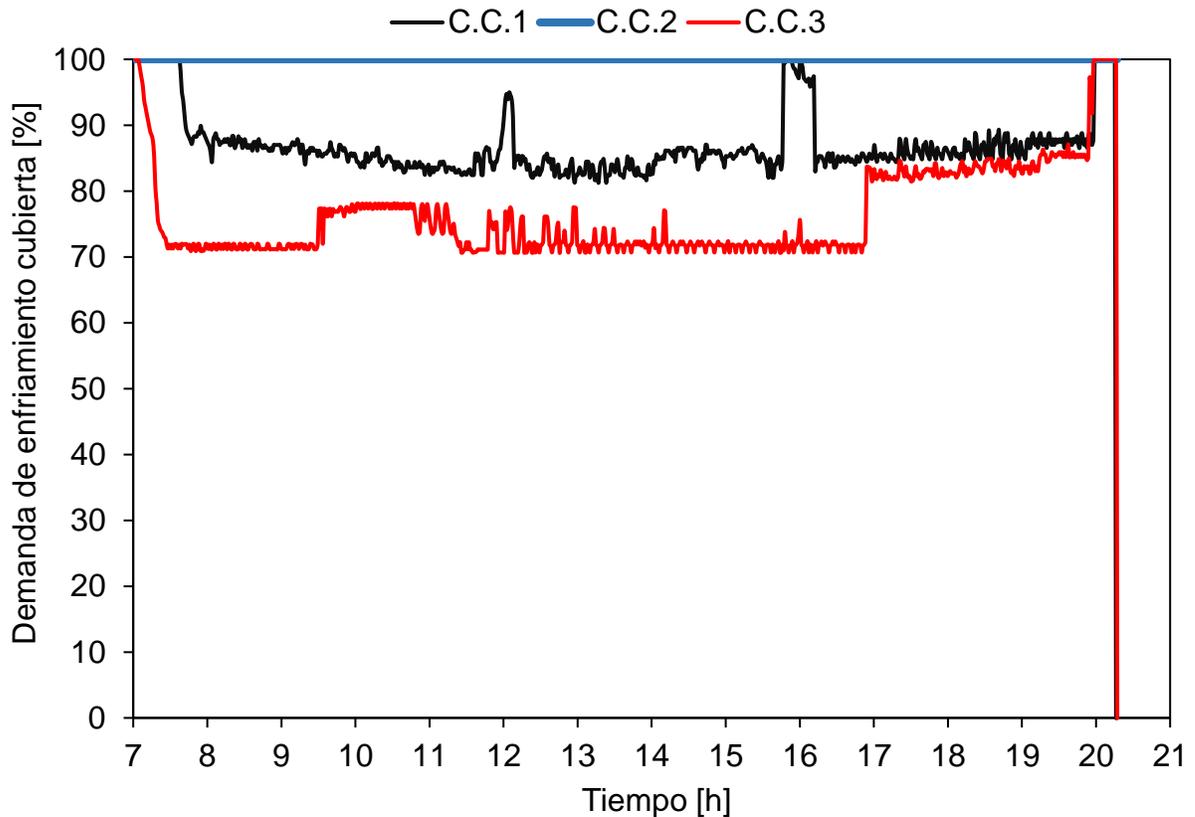


Figura 29 Demanda de enfriamiento respaldada por sistemas de refrigeración por absorción activados con gas natural.

El uso de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ en las enfriadoras permite cubrir la demanda de enfriamiento de forma similar que para el uso de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Sin embargo, el COP se reduce hasta aproximadamente 0,66.

Finalmente, la relación de la carga de enfriamiento entregada por las enfriadoras de absorción y de compresión mecánica del vapor para los escenarios considerados con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ como fluido de trabajo se muestra en la Figura 30.

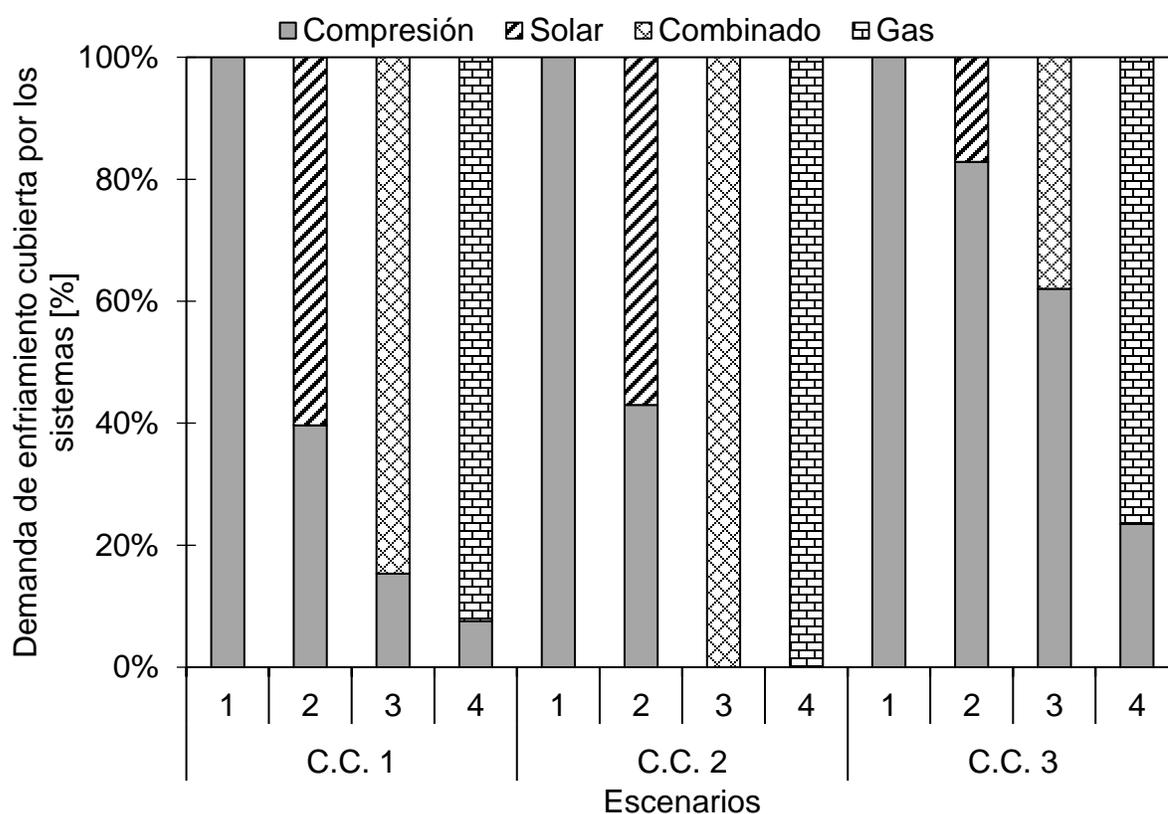


Figura 30 Proporción de la demanda de enfriamiento respaldada por enfriadoras por absorción con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ y sistemas de compresión.

En general, las enfriadoras por absorción operando con $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ podrían suplir entre el 57% al 100% de la demanda de enfriamiento en los C.C.1 y C.C.2. Para el C.C.3, solo podrían cubrir entre el 17 y el 76%. Las enfriadoras que usaron energía solar logran cubrir el 60%

para el C.C.1, el 57% para el C.C.2 y el 17% para el C.C.3 de la demanda de enfriamiento. Este último porcentaje (17%) se debe a la baja cantidad de área disponible para la instalación de ETC.

En contraste, las enfriadoras por absorción que usan $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ (ver Figura 31), podrían cubrir entre el 55% y el 100% en el C.C.1 y C.C.2. Sin embargo, en el C.C.3, solo podrían cubrir entre el 20% y el 76%. Si se compara el sistema que usa ETC con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ con el de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, la demanda de enfriamiento cubierta disminuye 5% para el C.C.1, incrementa en un 5% para el C.C.2 e incrementa 3% para el C.C.3.

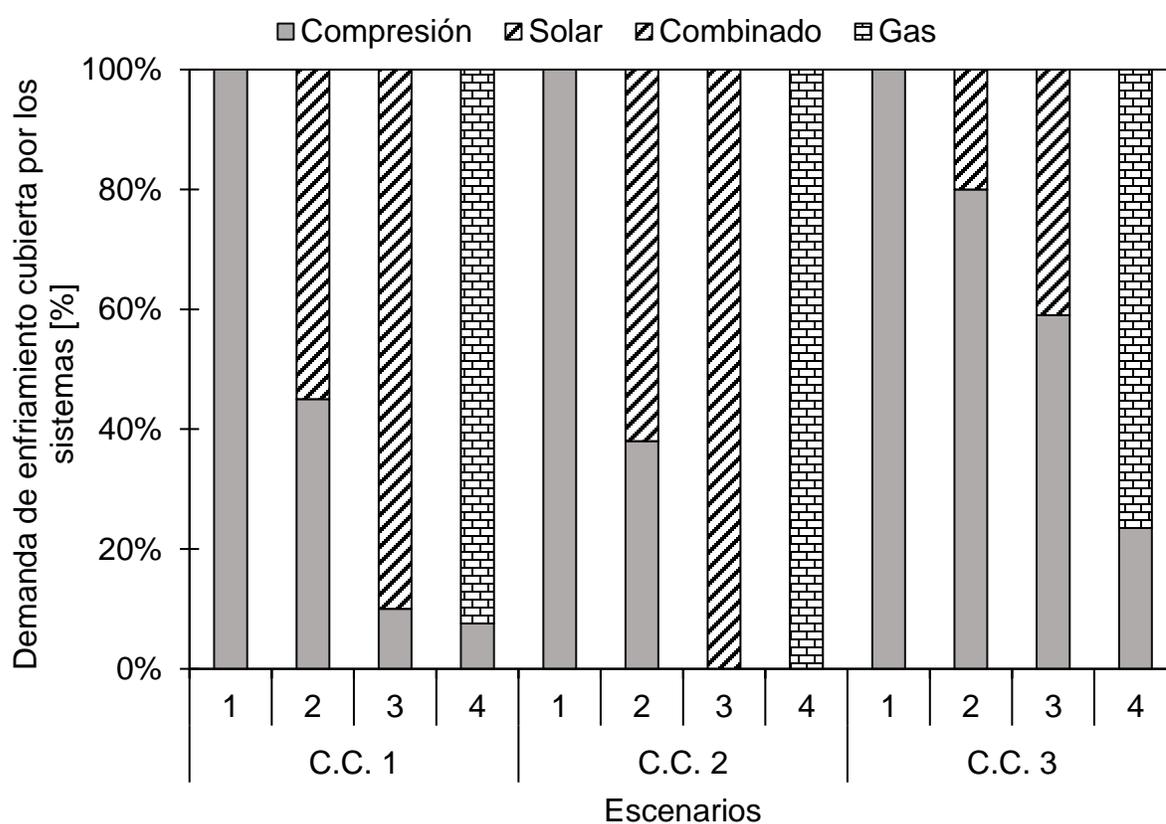


Figura 31 Proporción de la demanda de enfriamiento respaldada por enfriadoras por absorción con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y sistemas de compresión.

4.6.4 Emisiones de gases de efecto invernadero

Durante el ciclo de vida de los sistemas de refrigeración por absorción, las emisiones de GEI se generan fundamentalmente en la combustión del gas natural. Adicionalmente, de manera indirecta, el uso de electricidad en los sistemas de enfriamiento por compresión mecánica de vapor implica la emisión de GEI.

La Figura 32 muestra las emisiones de gases de efecto invernadero debido al uso de electricidad y gas natural en los sistemas de compresión mecánica del vapor y en las enfriadoras por absorción en los diferentes escenarios.

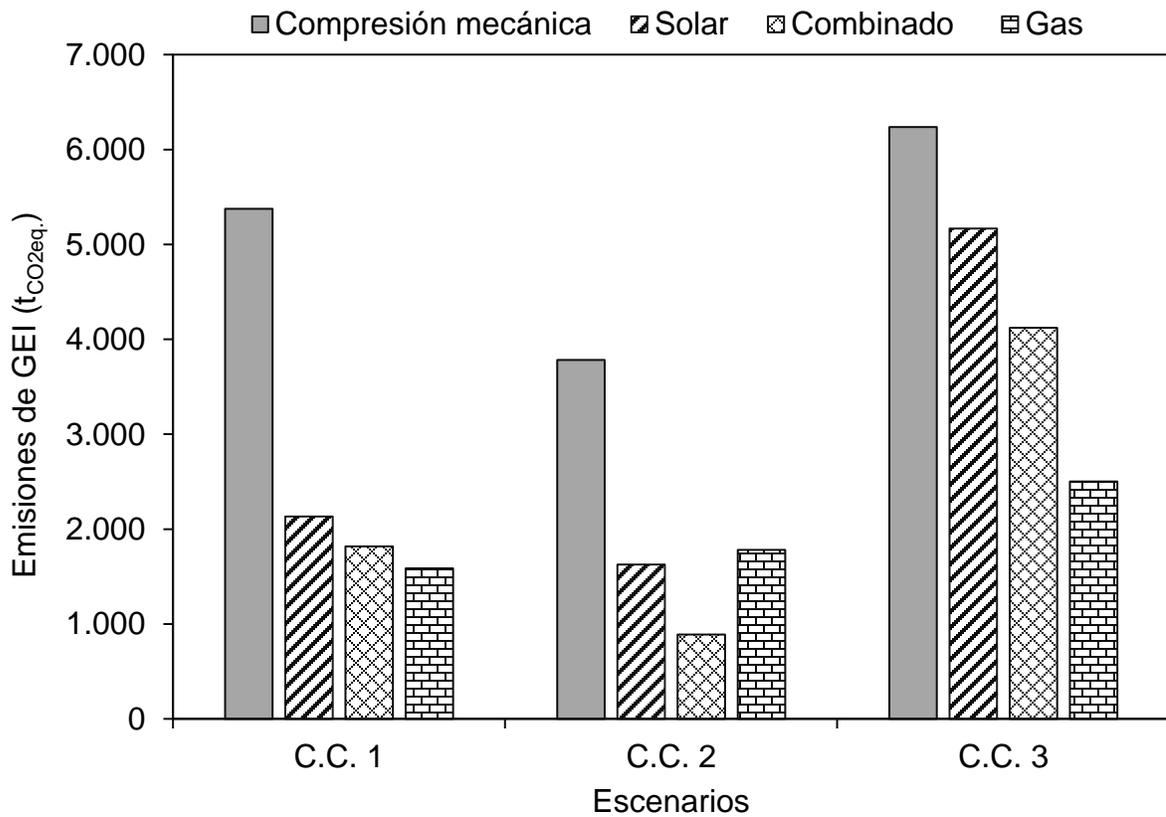


Figura 32 Emisiones de gases de efecto invernadero estimadas para los sistemas de enfriamiento con H₂O/LiBr durante su ciclo de vida.

En el C.C.1, el uso de enfriadoras por absorción activadas por energía operando con H₂O/LiBr como fluido de trabajo cubrir una parte de la demanda de enfriamiento, podría

reducir el 60,31 % de las emisiones de GEI. Por otra parte, el uso de una combinación de energía solar y gas natural para activar las enfriadoras podría reducir el 66,2 % de los GEI emitidos por los sistemas de compresión mecánica. Mientras que el uso de gas natural para activar las máquinas de absorción podría reducir el 71% de los GEI emitidos por el sistema de compresión mecánica. En el C.C.2, las emisiones de GEI podrían reducirse en un 57% usando ETC, en un 76% usando energía solar y gas natural y en un 53% usando gas natural. Esto se justifica ya que se cubre una mayor cantidad de la demanda de enfriamiento con los sistemas de absorción que usan gas natural y energía solar. Finalmente, en el C.C.3 las emisiones de GEI podrían reducirse en un 17% usando energía solar, en un 34% usando energía solar y gas natural y en un 60% usando gas natural. La emisión de los GEI en el C.C.3 usando gas natural con respecto a la enfriadora que usa las dos fuentes, se justifica debido que existe una mayor cantidad de demanda de enfriamiento y el número de enfriadoras eran más (ver Figura 24, 25, 28 y 29). Para el escenario en donde se usan las dos fuentes de energía, se usó la mayor cantidad posible de colectores solares de acuerdo con el área disponible en cada centro comercial.

Por otro lado, la Figura 33, muestra las emisiones de gases de efecto invernadero estimadas para los sistemas de enfriamiento con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ durante su ciclo de vida. En el C.C.1 las enfriadoras de absorción activadas con energía solar que usan $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ como fluido de trabajo presentan una reducción de las emisiones de GEI del 55,4 %, del 96 % usando las dos fuentes de energía y del 70,5 % con gas natural con respecto al sistema de compresión mecánica. Para el C.C.2, el 68 % de las emisiones de GEI son reducidas por el uso de energía solar, el 76,4% por el uso de energía solar y gas natural y el 54,8% por el de gas natural respecto a los sistemas de compresión mecánica que usan electricidad para su activación. Para el C.C.3, el 20 % de las emisiones de GEI son reducidas por el uso de energía solar, el 37,1 % por el uso de energía solar y gas natural y el 64,9% por el de gas natural respecto a los sistemas de compresión mecánica que usan electricidad para su activación.

En general, el uso de enfriadoras por absorción con gas natural, presentan las más bajas emisiones de GEI en los C.C.1 y C.C.2. En el C.C.3, las enfriadoras que presentaron las más bajas emisiones fueron las que usaron las dos fuentes de energía (gas natural y energía solar). En relación con el fluido de trabajo, el sistema que presentó la mayor disminución de los GEI

en casi todos los escenarios para todos los centros comerciales fue el que usó $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ como fluido de trabajo.

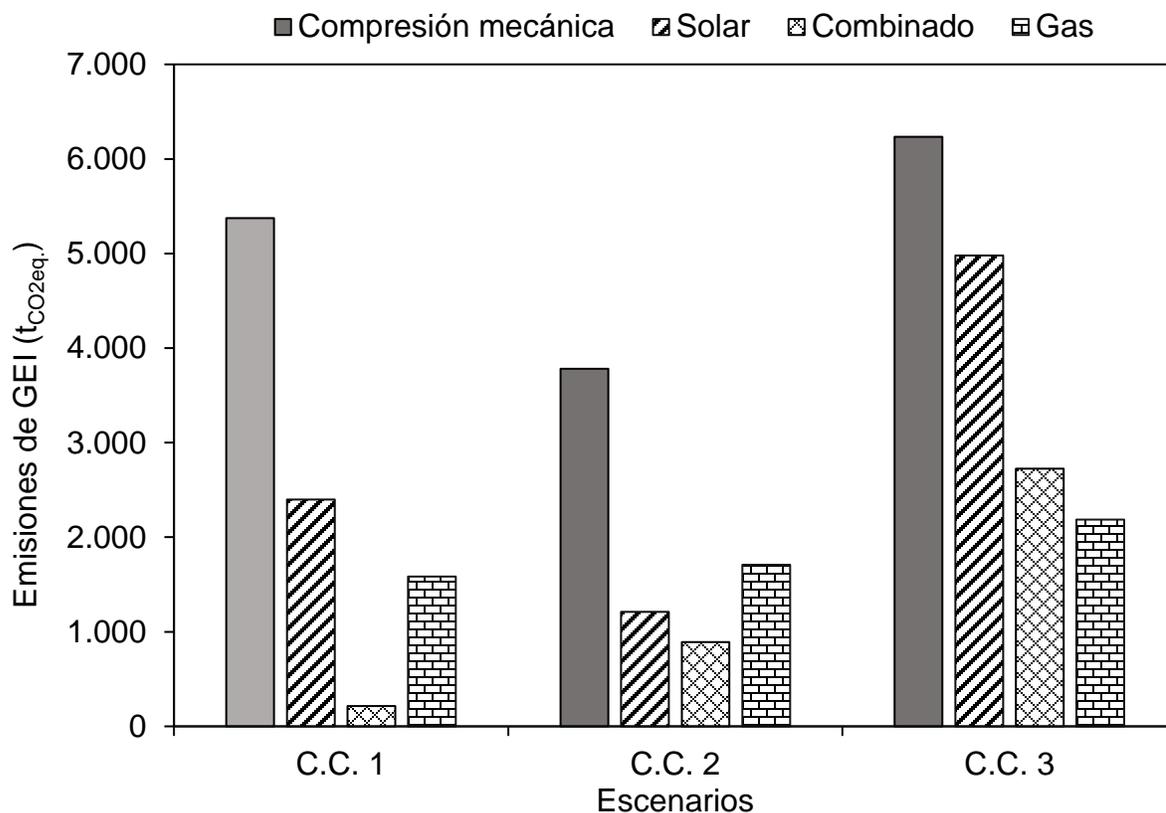


Figura 33 Emisiones de gases de efecto invernadero estimadas para los sistemas de enfriamiento con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ durante su ciclo de vida.

4.6.5 Análisis económico

El Valor presente Neto (VPN) y la Tasa Interna de Retorno (IRR) se calcularon para los escenarios 2, 3 y 4 considerando el uso de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ como fluido de trabajo y una vida útil de 20 años. El estudio económico no se desarrolló para el uso de trabajo $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ por la falta de máquinas comerciales para el uso de este fluido de trabajo. La Figura 34 muestra la evolución del VPN y la IRR para los diferentes escenarios en los tres centros comerciales.

Todos los IRR presentan valores mayores a la tasa de descuento, por lo que son alternativas aceptables. Sin embargo, los resultados económicos indican que el mejor escenario es el uso de enfriadoras por absorción activadas con gas natural, para las cuales se obtiene un IRR entre

el 40% y el 54,6% en los centros comerciales discutidos. Por otra parte, para las enfriadoras activadas por energía solar / gas natural (sistema híbrido) se obtienen valores de IRR entre el 12% y el 16,9% para los escenarios analizados. Finalmente, para las enfriadoras activadas por energía solar se obtienen valores del IRR hasta del 5,6%.

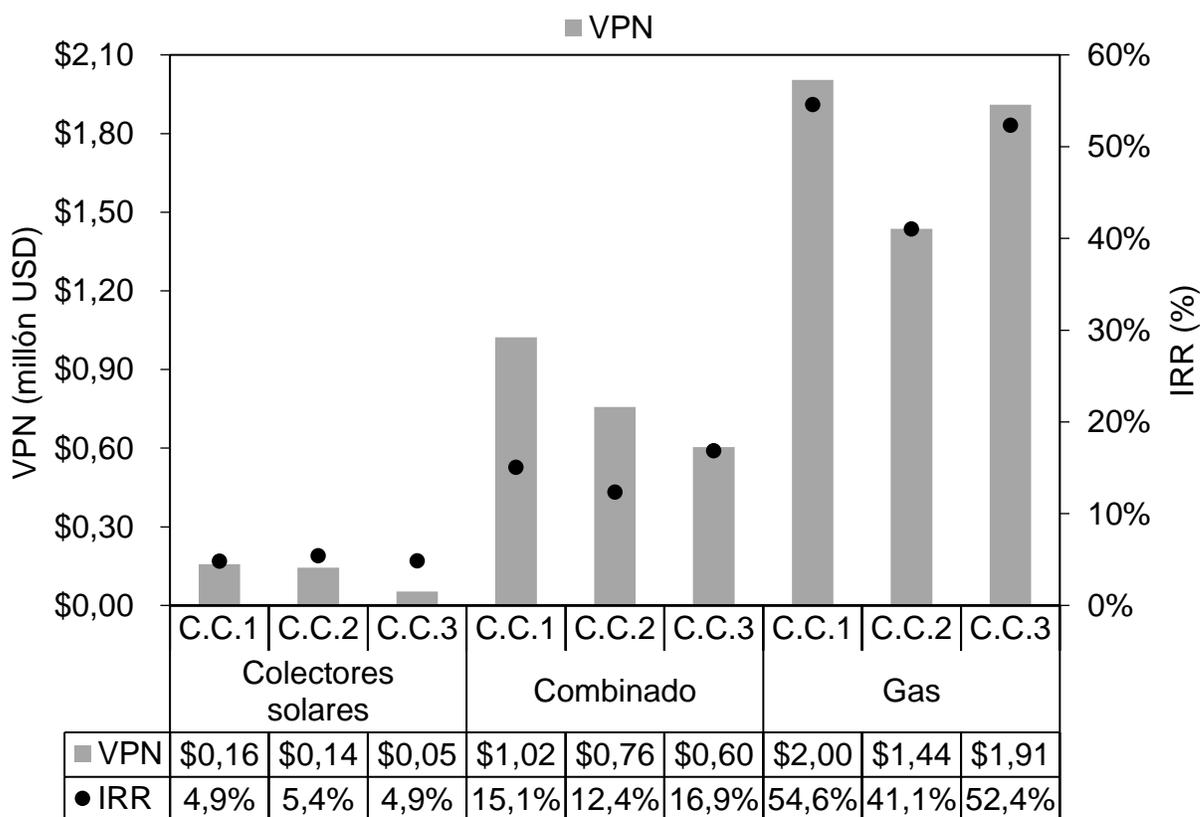


Figura 34. Análisis económicos de los sistemas de enfriamiento por absorción.

Por otra parte, para el uso de gas natural como fuente de energía de activación se obtiene un VPN entre 2 y 3 veces mayor que para los sistemas híbridos, y entre 10 y 36 veces mayor que para el sistema activado con colectores solares. El uso de colectores solares reduce significativamente el VPN y la IRR en los diferentes escenarios. En particular, en el escenario 2, los colectores solares representan el 58% de los costos de capital. En general, aunque los tres escenarios podrían considerarse inversiones rentables, los escenarios 3 y 4 presentan mejores indicadores que el escenario 2. Específicamente, el uso de colectores solares requiere más equipos (por ejemplo, bombas, tuberías, colectores, etc.), aumentando el riesgo financiero de la inversión en enfriadoras de absorción.

El periodo del retorno de la inversión del sistema completo con H₂O/LiBr para el escenario que considera la energía solar como fuente de activación, es de 17 años para los C.C.1 y C.C.3, y de 16 años para el C.C.2. Por otra parte, el periodo de retorno de la inversión para el escenario que considera el uso de energía solar y gas natural como fuentes de activación es de 7 años para el C.C.1, de 6 años para el C.C.2, y de 2 años para el C.C.3. Finalmente, el periodo de retorno de la inversión para el escenario que considera el gas natural como fuente de activación es a los 2 años para el C.C.1, de 3 años para el C.C.2 y de 3 años para el C.C.3.

En general, el uso de gas natural como fuente de energía para activar las máquinas de absorción representan la inversión más atractiva. Adicionalmente, presentan los mayores potenciales de reducción de GEI, por lo que puede aportar hacia una imagen corporativa respetuosa con el medio ambiente.

Capítulo 5: Análisis CFD del absorbedor

5.1 Introducción

En esta sección, se muestran los resultados relacionados con el análisis CFD de un absorbedor de burbujas con el fluido de trabajo $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$. Aquí se presenta los resultados que justifican la selección de los modelos de turbulencia y mezcla, la prueba de independencia de la malla, y el comportamiento de los mecanismos de transferencia de masa y calor en el absorbedor. Finalmente, se presenta la validación de los resultados con variables termodinámicas claves y otras variables no reportadas en la literatura especializada, que permiten verificar la fiabilidad de la metodología propuesta y los resultados obtenidos en absorbedores de burbujas usando el software ANSYS fluent y métodos estadísticos.

5.2 Selección de modelos de turbulencia y mezcla

Inicialmente, se consideró el modelo de volumen de fluido (VOF) usado en [106], [108] y el modelo Mixture usando en [110] para las simulaciones iniciales en condiciones de estado estacionario los cuales se han utilizado en otros estudios. Las pruebas iniciales se realizaron con un flujo másico de solución de $20 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, una temperatura de la solución a la entrada de $318,7 \text{ K}$, una concentración de amoníaco de $0,4587$, un flujo másico en el agua para la disipación de calor de $101,3 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, y temperatura del agua enfriamiento de $311,54 \text{ K}$.

La Tabla 26 muestra que, en términos de la convergencia de la simulación.

Tabla 26 Resultados de los modelos multifase utilizados.

Parámetros	Modelo VOF	Modelo Mixture	Modelo euleriano
Solución	Converge	No converge	Diverge
Residuales	10^{-7}	10^{-3}	Diverge
Tiempo computacional (h)	4,5	6	6
Requerimientos de memoria (GB)	5	11	11

Los resultados muestran que el modelo VOF requiere el 75% del tiempo computacional de los otros modelos, con un valor de los residuos menor (10^{-7}), usando una formulación

explícita y un modelado de interfaz nítida/dispersa. De acuerdo con [130], el modelo CFD fue diseñado para dos o más fluidos inmiscibles donde la posición de la interfaz entre los fluidos es de interés. En este modelo, los fluidos compartían un solo conjunto de ecuaciones de momentum, rastreando la fracción de volumen de cada fluido en cada celda computacional en todo el dominio. Además, para el modelo viscoso, los mejores resultados se obtuvieron con el modelo k-epsilon realizable acoplado al modelo VOF, para diferentes validaciones de flujos separados y flujos con características secundarias complejas como es el caso de los absorbedores de burbujas.

5.3 Prueba de independencia de la malla

El presente estudio considera la temperatura de la solución (T) y la concentración de amoníaco (X_{NH_3}) a la salida del absorbedor para la prueba de independencia de la malla. La Tabla 27 muestra la prueba de independencia de la malla para el presente estudio en contraste con los datos experimentales que muestran una temperatura de solución de 320,95 K y una concentración de amoníaco de 0,4587.

Tabla 27 Perfiles de concentración de amoníaco y temperatura estimados para cada malla evaluada para el modelo CFD.

Malla	Elementos	Modelo CFD		Error (%)		Tiempo computacional (h)	Requerimiento de memoria (GB)
		T (K)	X_{NH_3} (w/w)	T	X_{NH_3}		
1	27.402	317,2	0,4734	1,2	3,1	1,8	0,5
2	87.326	317,6	0,4719	1,0	2,8	2,6	0,5
3	128.877	318,5	0,4532	0,6	0,2	4,6	1,0
4	554.804	319,6	0,4662	0,4	1,6	8,4	1,2

La Tabla 27, muestra que los errores para la temperatura de la solución de salida y la concentración de amoníaco en las cuatro densidades de malla son inferiores al 3,5%, lo que representa un buen comportamiento de la malla en todos los casos. El uso de la malla 2 reduce el error en un 17% para la temperatura y en un 10% para la concentración en comparación con la malla 1. Sin embargo, el tiempo de cálculo aumentó en un 44%.

En contraste con la malla 1, la malla 3 reduce el error en un 50% para la temperatura y en un 94% para la concentración (X_{NH_3}), mientras que el tiempo de cálculo aumentó en un 156%. Finalmente, la malla 4 reduce el error en un 67% para la temperatura y en un 48% para la concentración, mientras que el tiempo computacional aumentó en un 367%. Estos resultados muestran que el tiempo computacional aumenta linealmente con el tamaño de la malla, mientras que el error se reduce a una tasa menor e incluso puede aumentar, como muestra el error para la concentración en la malla 4.

Con base en estos resultados, los criterios de calidad de malla implementados, y considerando que los errores son lo suficientemente bajos para todos los casos, inicialmente se eligió la malla 1 como una alternativa adecuada para las simulaciones CFD.

5.4 Resultados de transferencia de masa

El modelo CFD desarrollado permitió obtener la concentración de amoníaco a la salida del absorbedor y el flujo de absorción másico en el tubo interior del absorbedor. Los resultados también muestran el efecto del flujo másico de la solución y la temperatura del agua de disipación de calor sobre la concentración de amoníaco de salida y el flujo absorción másico. Las condiciones de funcionamiento del absorbedor se variaron de acuerdo con la Tabla 18. La Figura 35 muestra la comparación entre los datos experimentales y simulados para la concentración de amoníaco de salida.

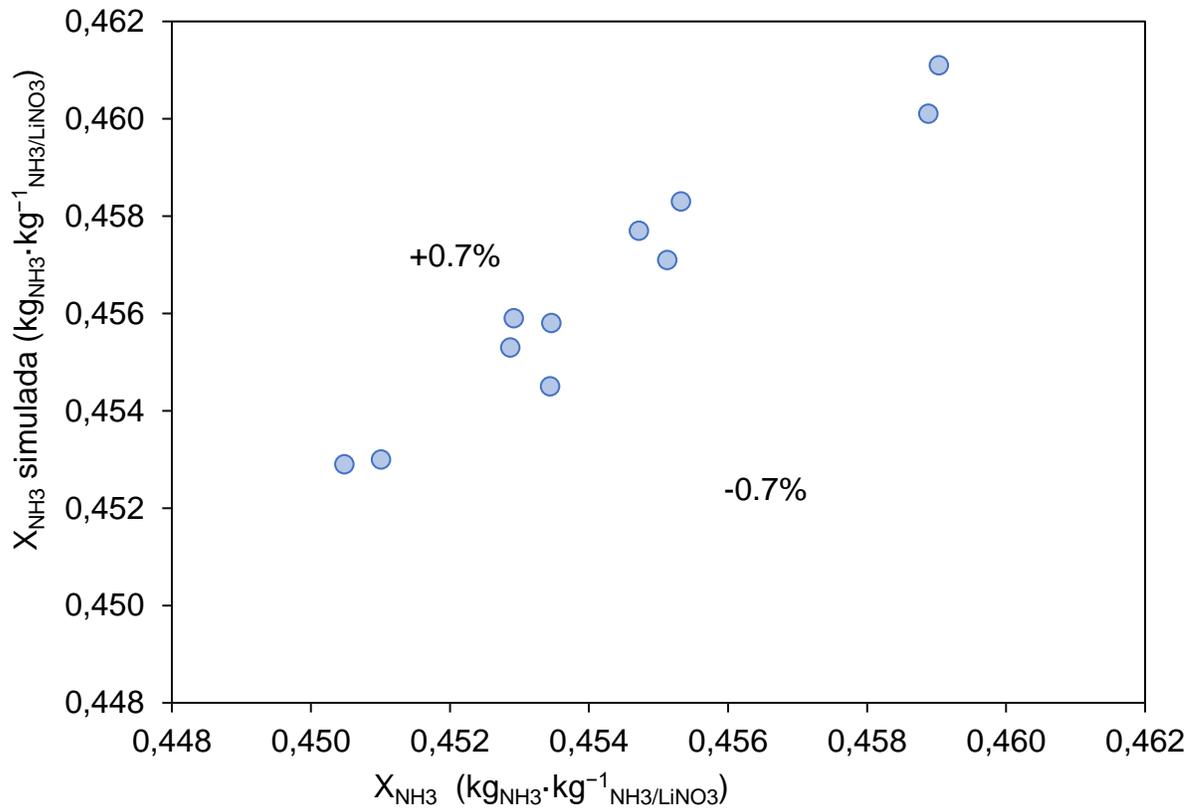


Figura 35 Concentración de NH₃ a la salida: Resultados del modelo CFD (malla 1) vs. Resultados experimentales [20].

Los resultados muestran que para las condiciones de operación dadas usando la malla 1, el error entre los datos simulados y experimentales para la concentración de amoníaco de salida está en el rango de $\pm 0,7\%$. Estos resultados evidencian una clara tendencia y una pendiente adecuada, lo que significa que, basado en estos resultados, la malla 1 podría utilizarse para evaluar el rendimiento del absorbedor utilizando el modelo CFD. Sin embargo, veremos que otros resultados contradicen esta conclusión.

La Figura 36 muestra los errores para el cálculo del flujo de absorción másico de amoníaco para la malla 1 y la malla 3.

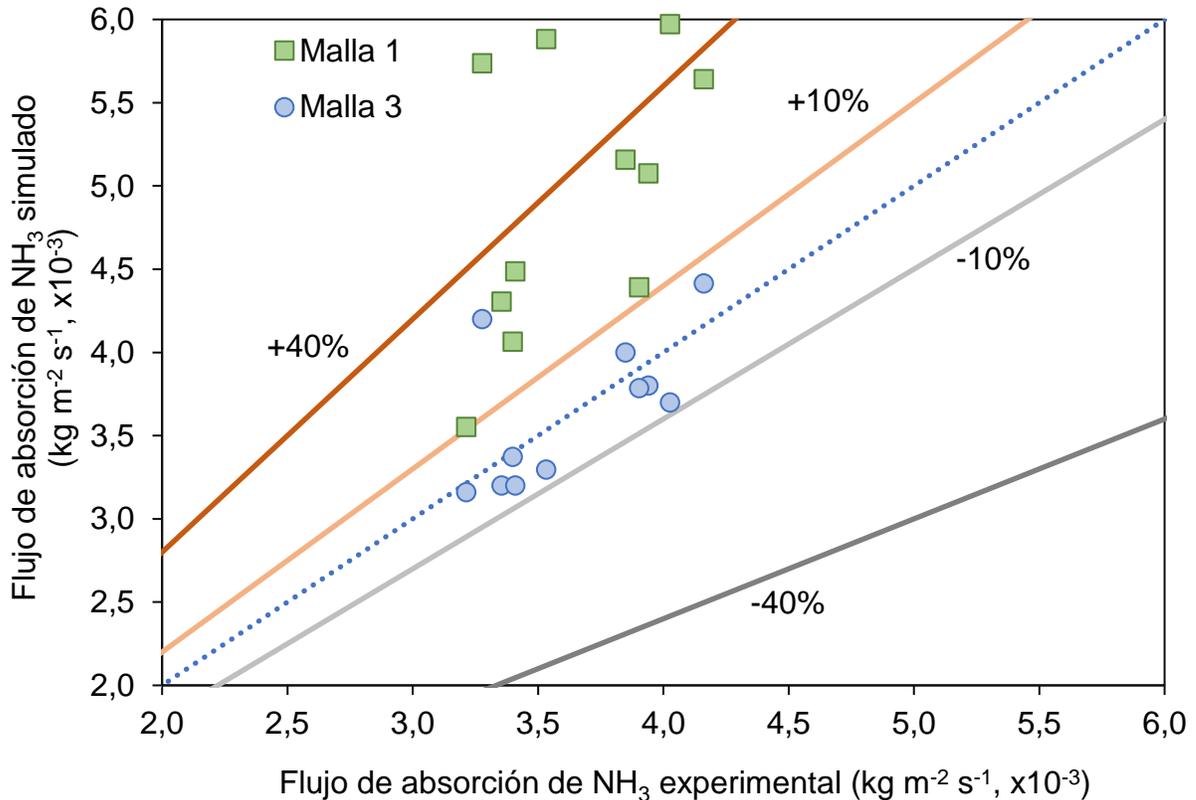


Figura 36 Resultados del modelo CFD con malla 1 y malla 3 vs. resultados experimentales [20] para el flujo de absorción.

En este caso, el error del modelo es significativamente mayor con valor en un rango de $\pm 40\%$. Adicionalmente, los resultados son dispersos por lo que no se aprecia una tendencia clara. Estos resultados pueden ser una consecuencia del bajo número de elementos de la malla cerca de las paredes de los tubos y la interfase vapor-líquido. Por consiguiente, se evidencia que, a pesar del error obtenido para la concentración de amoníaco de salida en el modelo CFD, la prueba de independencia de la malla debe incluir el flujo de absorción de amoníaco. Adicionalmente, la validación del modelo CFD debe desarrollarse utilizando suficientes datos experimentales que permitan validar el desempeño del modelo CFD para diferentes puntos de operación del sistema, y demostrar que puede predecir con precisión el efecto de diferentes variables en el proceso de absorción.

Considerando los errores en el cálculo del flujo de absorción de amoníaco, se utilizó la malla 3 con 128.877 elementos para probar su efecto sobre la predicción del flujo de absorción.

Los resultados para la malla 3 (ver Figura 36) indican que la mayor cantidad de elementos mejora la precisión del cálculo del flujo de absorción de amoníaco. En este caso, el error está en un rango de error de $\pm 10\%$ con un error medio del 6.6%. adicionalmente se observa una tendencia bien definida de los resultados.

La Figura 37 muestra el flujo de absorción de amoníaco del modelo CFD en función del flujo másico de la solución y la temperatura del agua de enfriamiento (T_{cw}).

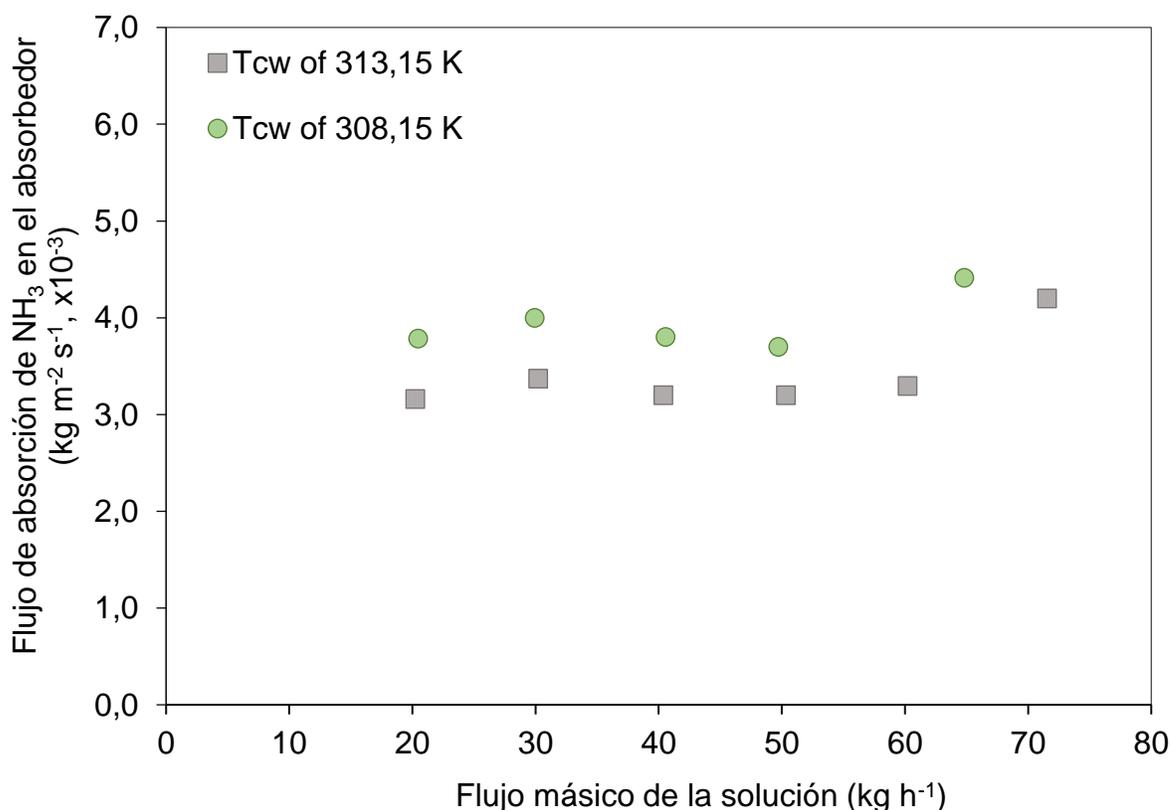


Figura 37 Flujo másico de absorción simulado vs. Flujo másico de la solución para dos temperaturas de agua de enfriamiento.

Los resultados indican que, para los flujos másicos de solución dados, el flujo de absorción varía entre $0,00316 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ y $0,00420 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ para una temperatura del agua de enfriamiento de 313,15 K, mientras que para una temperatura del agua de enfriamiento de 308,15 K este varía entre $0,00370 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ y $0,00441 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Como se discutió en [129], el flujo másico establecido para el flujo de agua de enfriamiento (correspondiente al régimen de transición) limita el potencial del flujo de absorción al aumentar el flujo de masa de la

solución para cada temperatura del agua de enfriamiento. Esa es la razón por lo que, el flujo de absorción no tiende a aumentar para flujos máxicos de solución entre $20 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ y $60 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Además, los resultados del modelo CFD muestran que se obtienen pequeños incrementos en el flujo de absorción para flujos máxicos de mayor magnitud establecido para cada temperatura del agua de enfriamiento. Además, el modelo CFD representa adecuadamente el efecto de la temperatura del agua de enfriamiento sobre el flujo de absorción que aumenta a medida que disminuye la temperatura del agua de enfriamiento. Este efecto se explica por el mayor potencial de absorción al mejorar la disipación de calor generado durante este proceso.

5.5 Resultados de transferencia de calor

Los resultados del modelo CFD para la temperatura de salida de la solución y el coeficiente de transferencia de calor de la solución se contrastaron con los datos experimentales en [20]. Estos se obtuvieron utilizando la malla 2 y se presentan a continuación:

La Figura 38 muestra la temperatura de la solución en el centro de la salida del tubo interior. Los resultados muestran una desviación de temperatura inferior a $\pm 3 \text{ K}$ en comparación con los datos experimentales, que corresponden a errores inferiores al 1%. De hecho, el 82% de los datos de la simulación presentaron desviaciones de temperatura inferiores a $\pm 1,8 \text{ K}$. La mayor precisión en los resultados se obtuvo para caudales de solución de entrada superiores a $30 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Los resultados entre 318 K y 320 K se corresponden con una temperatura del agua de enfriamiento de 308.15 K, mientras que los resultados entre 320 K y 322 K se corresponden con una temperatura del agua de enfriamiento de 313,15 K. Los valores estimados con el modelo para la temperatura de la solución evidencian que el modelo puede simular adecuadamente el proceso de transferencia de calor en el lado de la solución. Esto demuestra la robustez del modelo CFD para simular el efecto de esta variable.

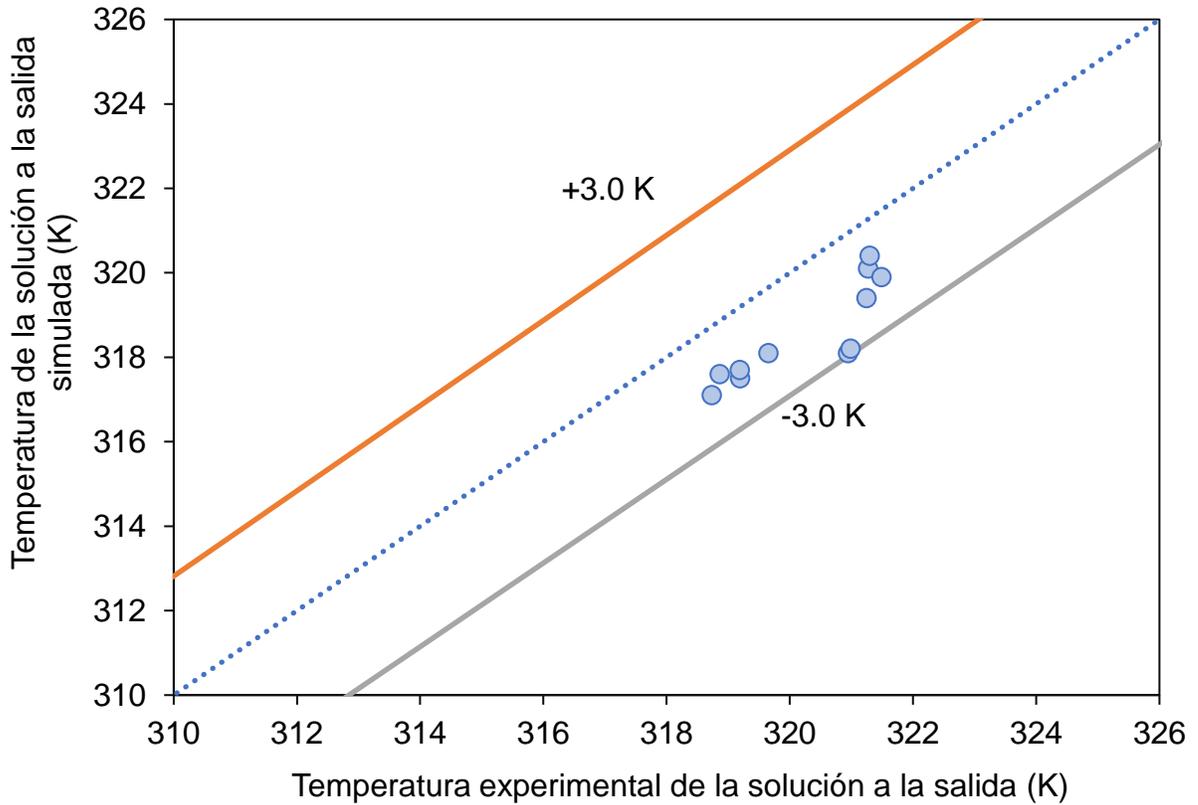


Figura 38 Temperatura de la solución de salida: Resultados del modelo CFD vs. Resultados experimentales.

La comparación entre los resultados del modelo CFD y los datos experimentales para el coeficiente de transferencia de calor de la solución se presentan en la Figura 39. Es importante resaltar que la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) para el coeficiente de transferencia de calor de la solución experimental se obtuvo considerando condiciones de equilibrio para el flujo de la solución de salida. Los resultados pueden ser diferentes dependiendo de cómo se aborde el LMTD. Los resultados muestran valores de error inferiores a $\pm 7\%$, donde el error es inferior a $\pm 5\%$ para el 82% de los datos y el error medio ronda el 3,3%, mostrando una clara tendencia y correspondencia entre los resultados del modelo CFD y los datos experimentales.

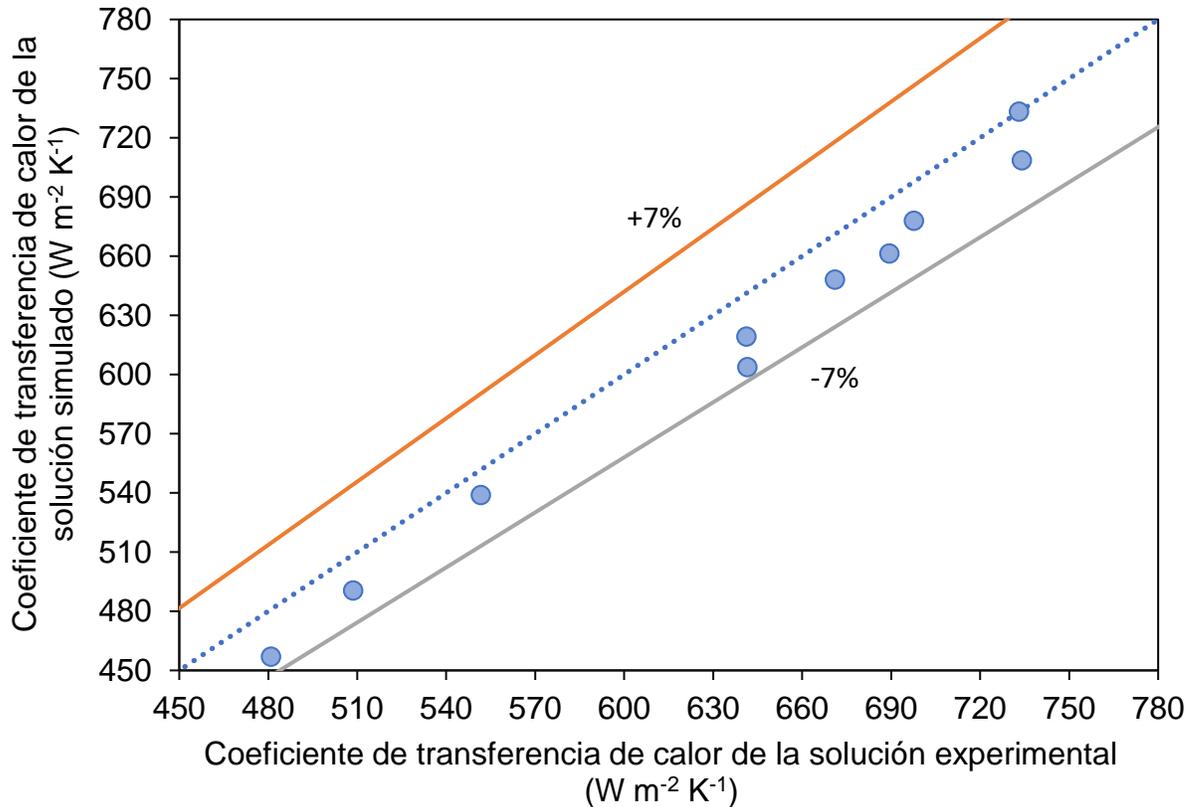


Figura 39 Coeficiente de transferencia de calor de la solución: Resultados del modelo CFD vs. Resultados experimentales.

La Figura 40 muestra el coeficiente de transferencia de calor de la solución en el modelo CFD en función del flujo másico de la solución y la temperatura del agua de enfriamiento. Los resultados indican que, para los flujos másicos de solución definidos, el coeficiente de transferencia de calor de la solución varía entre $490 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ y $709 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ para una temperatura del agua de enfriamiento de $313,15 \text{ K}$. Además, para una temperatura del agua de enfriamiento de $308,15 \text{ K}$, el coeficiente de transferencia de calor de la solución varía entre $457 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ y $786 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Como era de esperar, el coeficiente de transferencia de calor de la solución aumenta con el flujo másico de la solución y se reduce con la temperatura del agua de enfriamiento. Esta tendencia es evidente ya que, al aumentar el flujo másico de la solución y reducir la temperatura del agua de refrigeración, se produce un aumento de la tasa de transferencia de calor mayor que el aumento de la LMTD.

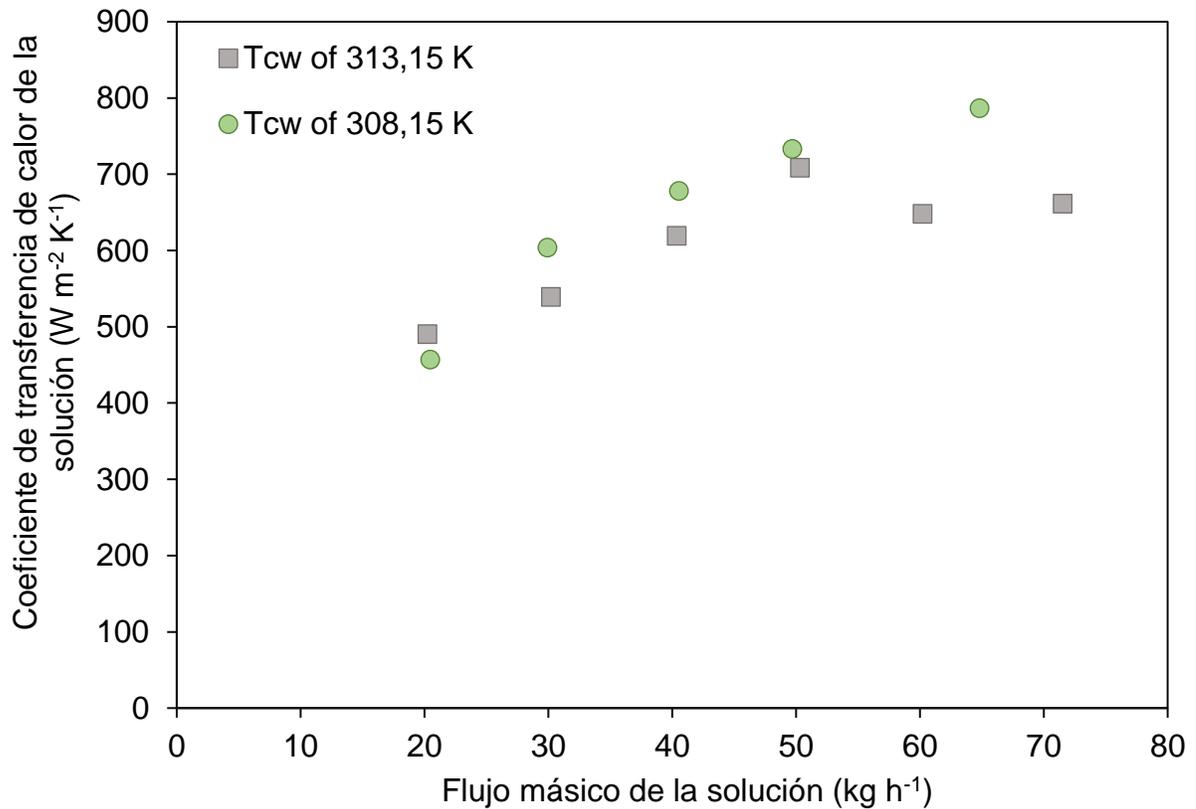


Figura 40 Variación del coeficiente de transferencia de calor de la solución en función del flujo másico de la solución y la temperatura del agua de refrigeración.

La Figura 41 muestra el perfil de temperatura en el tubo interior del absorbedor a intervalos de 0,1 m. Los perfiles de temperatura tomados en el centro del tubo muestran que, entre 0,1 m y 0,8 m, la temperatura de la solución aumenta a una tasa de 0,64 K a 1,07 K, mientras que entre los 0,8 m y 1 m la tasa de aumento es significativamente menor y varía de 0,2 K a 0,4 K. Esto indica que las tasas de transferencia de calor y masa en la sección final son más bajas que las de la sección inicial, lo que sugiere que la absorción del refrigerante se da principalmente en la primera parte del absorbedor, mientras que en la segunda parte del absorbedor la solución se va aproximando de sus condiciones de equilibrio.

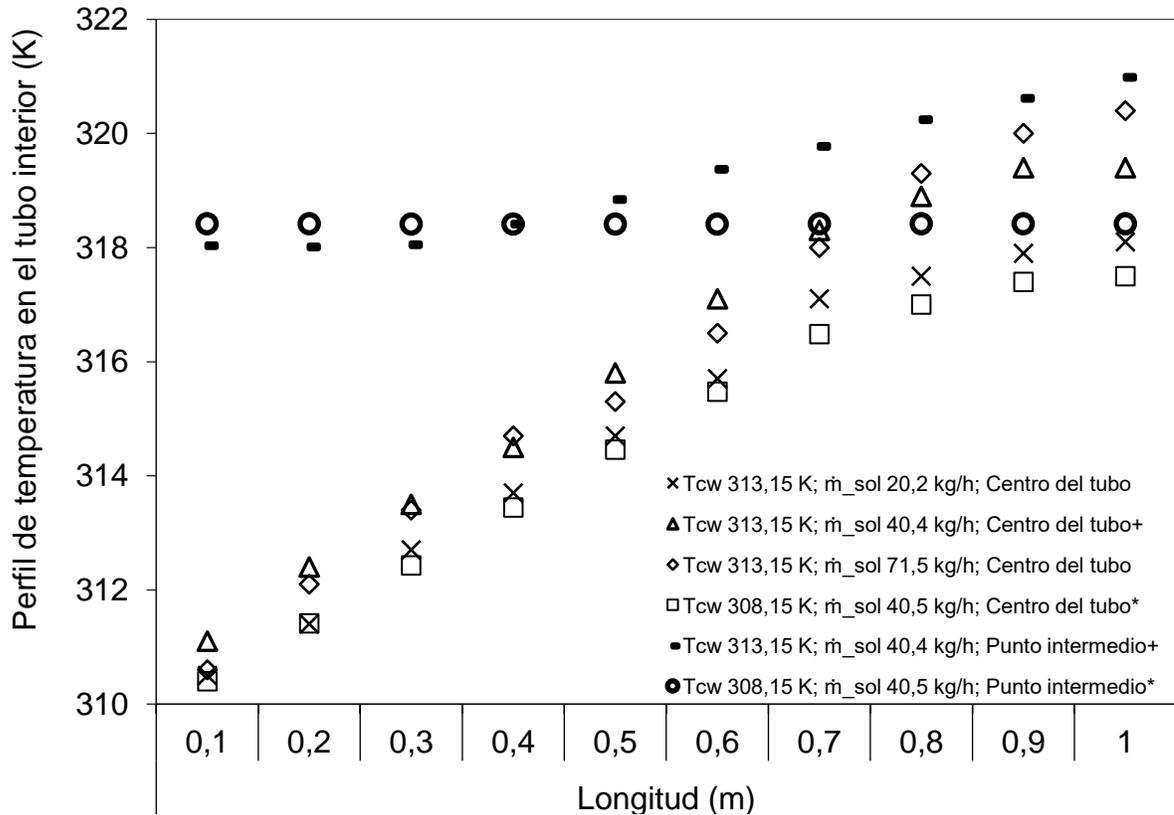


Figura 41 Perfil de temperatura de la solución en el tubo interior.

Considerando que la temperatura de la solución de entrada se fijó en 318,15 K mientras que la temperatura de entrada del vapor se fijó en 298,15 K, se observa que, en el centro de la primera sección del absorbedor, hasta 0,1 m, la temperatura es menor que la temperatura de la solución de entrada. Entonces, la temperatura aumenta progresivamente a lo largo de la longitud del absorbedor debido al proceso de absorción el cual es exotérmico. Además, cuando la temperatura se mide en un punto medio entre el centro del tubo y la superficie interna del tubo interior, el perfil de temperatura cambia drásticamente indicando que se pueden encontrar diferentes gradientes de temperatura en el eje radial con respecto al centro a lo largo de la longitud del absorbedor. Esto significa que la temperatura en el centro del tubo se ve afectada por la temperatura del flujo de amoníaco de entrada, mientras que el flujo de solución absorbe las burbujas de refrigerante y se alcanza la condición de saturación. La Figura 41, también indica que la temperatura de la solución medida a la salida del absorbedor puede variar dependiendo del punto de medición. En el punto medio entre el centro del tubo

y la superficie interna del tubo interior, la temperatura de salida de la solución es más alta que la del centro del tubo. Considerando que los valores de temperatura de salida estimados por el modelo fueron subestimados (ver Figura 38), las mediciones de temperatura de la solución de salida en el punto medio mencionado anteriormente están más cerca de los valores experimentales. Además, los resultados también muestran que la temperatura de salida de la solución aumenta al aumentar el flujo másico de la solución debido a la mayor tasa de absorción. Para el mismo flujo de másico de solución, la temperatura de salida de la solución disminuye para temperaturas más bajas en el agua de enfriamiento debido a que esto mejora el potencial de transferencia de calor entre la solución y el flujo de agua de enfriamiento.

5.6 Validación de modelo CFD

Un tema importante en las metodologías CFD, discutido en la literatura, es la validación del modelo CFD. Hay varios estudios que no discuten con detalle el proceso de validación, o se valida utilizando un único dato experimental (por ejemplo: temperatura, concentración de amoníaco o flujo de amoníaco absorbido). En este estudio se describe una metodología de validación para aumentar la confiabilidad de los resultados.

La validación se presenta en la Tabla 28, e incluye la comparación estadística de las variables reportadas en la literatura especializada: temperatura de salida de la solución, concentración de amoníaco en la salida, coeficiente de transferencia de calor de la solución y flujo de absorción. En este caso, la prueba de Shapiro-Wilks mostró que solo la serie de datos de concentración de amoníaco se corresponde con una distribución normal, por lo tanto, se utilizó la prueba T-student para comparar la media de la prueba de Mann-Whitney y comparar los rangos, mientras que la prueba de Levene se utilizó para comparar variaciones.

Tabla 28. Resultados de la prueba de precisión.

Test	Exp.	Sim.	Exp.	Sim.	Exp.	Sim.	Exp.	Sim.
	Fracción másica a la salida ($\text{kg}_{\text{NH}_3} \cdot \text{kg}^{-1}_{\text{NH}_3/\text{LiNO}_3}$)		Temperatura de la solución a la salida (K)		Flujo de absorción ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)		Coeficiente de transferencia de calor de la solución ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	
AMD	0,0021	0,0018	1,031	0,920	0,0003	0,0003	77,95	79,59
RMD	0,61	0,50	0.34	0,29	9,28	11,95	15,45	16,13
SSE	0,00006	0,00003	11,62908	12,56397	0,00000	0,00000	10.106	10.3100
RMS	0,00001	0,00000	1,05719	1,24000	0,00000	0,00000	9.188	9.373
RMS	0,45430	0,45322	320,093	318,449	0,00366	0,00367	658	634

* Exp. - Experimental, Sim. - Simulado; AMD: desviación media absoluta; RMD:

Desviación media relativa; SSE - Suma de los errores al cuadrado; RMSE: Error cuadrático medio de la raíz; RMS - Desviación cuadrática media de la raíz.

Los resultados de la validación muestran que no existen diferencias estadísticas entre la serie de datos experimentales para la concentración de amoníaco y la temperatura de la solución a la salida del tubo interior y los simulados ($P > 0,05$), lo que respalda los porcentajes de error obtenidos en las secciones anteriores. Por consiguiente, las series de datos experimentales y simulados para el flujo de absorción y el coeficiente de transferencia de calor de la solución no presentan diferencias estadísticas para los indicadores comparados ($P < 0,05$). Esto significa que el modelo CFD con 128.877 elementos de malla (es decir, malla 2), proporciona resultados adecuados y precisos para las cuatro variables evaluadas en la validación. Las desviaciones en las pruebas de precisión muestran variaciones del 1% al 11%, lo que confirma los resultados estadísticos y la precisión del modelo CFD contrastado con la serie de datos experimentales. Esto demuestra que el modelo 3D-CFD implementado es robusto y tiene buena exactitud y precisión. Por lo tanto, la metodología reportada puede ser utilizada para la evaluación de diferentes modelos de absorbedores de burbujas en trabajos futuros con el objetivo de contribuir al desarrollo de los sistemas de refrigeración por absorción.

Capítulo 6: Conclusiones y trabajos futuros

A continuación, se presentan las principales conclusiones del proyecto de investigación. Inicialmente, se presentan las conclusiones del estudio técnico, ambiental y económico de los sistemas de refrigeración por absorción activados con gas natural y/o energía solar. Seguidamente, se presentan las conclusiones sobre el modelo CFD del absorbedor desarrollado.

Finalmente, se presenta una serie de recomendaciones para trabajos futuros partiendo desde la presente investigación. Esto con el fin, de seguir contribuyendo al desarrollo tecnológico y difusión de los sistemas de refrigeración por absorción, lo cuales marcan una vía hacia las tecnologías sostenibles y amigables con el medio ambiente.

6.1 Conclusiones de los resultados técnico, ambiental y económico

Del estudio técnico, ambiental y económico se pueden resaltar las siguientes conclusiones:

Los colectores solares térmicos más apropiados para los sistemas de refrigeración por absorción en centros comerciales de Barranquilla son los de tubo de vacío ya que para alcanzar la capacidad nominal del sistema de refrigeración por absorción LT10C requirió de 840 m². Por otro lado, el área de colectores solares de placa plana para activar el sistema de refrigeración por absorción seleccionado a su capacidad nominal se requirió de 1.412 m², lo que equivale a una diferencia en costos de más de 83.000 dólares. También bajo las mismas condiciones el SCOP fue un 59,4% más alto en el sistema que uso colectores solares de tubo de vacío en comparación a los de placa plana.

Los sistemas de refrigeración por absorción activados con gas natural presentaron las mayores reducciones de emisiones de GEI en el C.C.1 y el C.C.2. En el C.C.3, los sistemas de refrigeración por absorción activados con las dos fuentes de energía (gas natural y energía solar), presentaron las mayores reducciones de GEI; sin embargo, el sistema activado solo con gas natural presentó los valores más altos de IRR (entre el 40% y el 54,6%, dependiendo de las características del centro comercial) y los tiempos de retorno de inversión más bajos (entre 2 y 3 años). Es importante resaltar estos resultados económicos están fuertemente

influenciados por los costos del gas natural y su poder calorífico en Colombia. Por otro lado, los sistemas de refrigeración por absorción activados con energía solar y gas presentaron IRRs entre el 12% y 16,9% para los escenarios estudiados.

En particular, el escenario en donde los sistemas de refrigeración por absorción eran únicamente activados con energía solar, presentaron un potencial significativo para reducir la emisión de GEI en los centros comerciales de Barranquilla; sin embargo, no son económicamente viables, presentan extensos tiempos de retorno de la inversión (entre 16 y 17 años) e IRRs bajas (de hasta 5,6%) en comparación con los otros escenarios. Esto se debe principalmente debido a los altos costos iniciales de los colectores solares, la fluctuación de la irradiación solar y la distribución de la demanda de enfriamiento en el horario de funcionamiento.

Por otro lado, sustituir el fluido de trabajo $H_2O/LiBr$ por $NH_3/LiNO_3$ podría mejorar en promedio un 3% la demanda de enfriamiento cubierta en casi todos los escenarios en todos los centros comerciales. Además, usar $NH_3/LiNO_3$ como fluido de trabajo permitió mantener un COP más estable en un rango de operación más amplio, con menos emisiones de GEI y sin riesgos de cristalización en comparación con el uso $H_2O/LiBr$ como fluido de trabajo.

En general, el gas natural tiene bajos costos en Colombia y está ampliamente disponible y comparado con el uso de energía solar, requiere menos área para su uso. Los colectores solares requieren entre un 40% y un 70% del área disponible para soportar una parte de la demanda de enfriamiento en función de la irradiación solar. Además, el uso de energía solar para activar enfriadoras por absorción resulta en inversiones de 1,1 a 1,7 más altas en comparación con los sistemas híbridos, y de 2,6 a 8 veces mayores en comparación con los sistemas activados por gas natural por lo que el sistema que tiene mayores beneficios económicos y ambientales a corto plazo son los sistemas que usan gas natural y el fluido de trabajo que impulsaría aún más dicha tecnología para el desarrollo sostenible es el $NH_3/LiNO_3$

En relación con la demanda de enfriamiento cubierta por los sistemas de refrigeración por absorción que operan con $H_2O/LiBr$, se concluye que pueden cubrir entre el 57% al 100% de la demanda en los C.C.1 y C.C.2. Para el C.C.3, solo pueden cubrir entre el 17% y el 76% de dicha demanda. Por otro lado, las enfriadoras por absorción que usan $NH_3/LiNO_3$ pueden

cubrir entre el 55% y el 100% en el C.C.1 y C.C.2. Sin embargo, en el C.C.3, solo podrían cubrir entre el 20% y el 76%.

En particular, los sistemas de refrigeración por absorción que tienen como fluido de trabajo $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ y que usaron energía solar lograrían cubrir el 60% para el C.C.1, el 57% para el C.C.2 y el 17% para el C.C.3 de la demanda de enfriamiento. Si se compara el sistema que usa ETC con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ con el de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, la demanda de enfriamiento cubierta disminuye 5 % para el C.C.1, incrementa en un 5% para el C.C.2 e incrementa 3% para el C.C.3. Este incremento, de acuerdo con las simulaciones fue limitado por el área disponible en los centros comerciales (en especial el C.C. 3). El COP y SCOP de los sistemas que tenían $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ como fluido de trabajo presentaron valores más altos que los sistemas que tenían $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, para las mismas condiciones de operación; sin embargo, el flujo de calor en el evaporador es ligeramente mayor en el sistema que tiene $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$. Esto se debe a que la fracción de masa de NH_3 es mayor a la fracción de masa de LiBr . En relación con el perfil de la demanda de enfriamiento cubierta, esta se comportó de forma similar para los sistemas con los dos fluidos de trabajo.

Los resultados demuestran la necesidad de promover el uso de sistemas de refrigeración por absorción activados por gas natural en Colombia, como una alternativa a las enfriadoras de compresión mecánica del vapor, como parte de la estrategia de mitigación del calentamiento global y el cambio climático en el camino al objetivo de reducción del 20% establecido para 2030. Sin embargo, los sistemas de refrigeración por absorción son bastante desconocidos por los usuarios potenciales como centros comerciales y, en general, existe escasa información disponible sobre el mantenimiento y la fiabilidad de estos sistemas. Una alternativa para reducir estas barreras son los proyectos demostrativos a diferentes escalas, que servirían para proporcionar más información y promover un uso más extendido de las enfriadoras por absorción.

Finalmente, el desarrollo de políticas para promover el uso de enfriadoras por absorción debe centrarse en el uso de gas natural y calor residual. No se recomienda por el momento, el uso de energía solar como único insumo energético para alimentar sistemas de refrigeración por absorción en el aire acondicionado en los centros comerciales de Barranquilla.

6.2 Conclusiones del análisis CFD del absorbedor

Debido a que el absorbedor es uno de los componentes críticos de los sistemas de refrigeración por absorción, y que además requieren de modelos avanzados para su simulación, en este trabajo también se desarrolló un modelo CFD del absorbedor para simular el proceso de absorción de refrigerante en un absorbedor de burbujas tubular usando la solución $\text{NH}_3 / \text{LiNO}_3$. Los resultados, que fueron validados con datos experimentales, muestran rendimientos prometedores a altas temperaturas de disipación de calor en climas cálidos. De este estudio se pudieron extraer las siguientes conclusiones:

El modelo de volumen de fluido (VOF) combinado con el modelo “Realizable k- ϵ ” son adecuados para simular los procesos simultáneos de transferencia de calor y masa en un absorbedor tubular con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ considerando los requerimientos de tiempo computacional, residuales y de memoria.

La prueba de independencia de malla muestra que la temperatura de salida y las fracciones de masa no son suficientes para la validación del modelo CFD. Incluso cuando se obtienen errores bajos para estas variables, el coeficiente de transferencia de calor de la solución y el flujo de absorción resultan en errores altos. Por lo tanto, una metodología apropiada para la prueba de independencia de la malla debe incluir estas variables de transferencia de calor y masa.

Los resultados indican que puede requerirse un mayor refinamiento de la malla para mejorar la precisión del modelo CFD al considerar parámetros como el flujo de absorción y el coeficiente de transferencia de calor de la solución. Por otro lado, se demuestra que la validación del modelo es fundamental para garantizar resultados adecuados del modelo CFD. Además, los resultados de la validación mostraron que no existen diferencias estadísticas significativas entre las series de datos experimentales y simuladas.

El modelo CFD es adecuado para simular el proceso de absorción en un absorbedor de burbujas de doble tubo vertical con $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, considerando el efecto del flujo másico de la solución y la temperatura del agua de enfriamiento. En este caso, el flujo de absorción obtenido osciló entre $0,00316 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ y $0,00420 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ y entre $0,00370 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ y $0,00441 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ para temperatura en el agua de enfriamiento de 313,15 K y 308,15 K,

respectivamente. De manera similar, el coeficiente de transferencia de calor de la solución osciló entre $490 \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ y $709 \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, y entre $457 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ y $786 \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ para las temperaturas del agua de enfriamiento correspondientes.

El estudio del perfil de temperatura CFD evidenció un gradiente de temperatura en el eje radial con respecto al centro del tubo a lo largo de la longitud del absorbedor, debido a la diferencia de temperatura entre el flujo de la solución y el flujo de amoníaco de entrada. Es de resaltar que estos gradientes de temperatura no se podrían identificar en estudios experimentales o a partir de las simulaciones con modelos unidimensionales.

El modelo CFD desarrollado se puede usar para estudiar técnicas de mejora de la transferencia de calor y masa, y desarrollar diseños avanzados de absorbedores de burbujas con nuevos fluidos de trabajo.

6.3 Recomendaciones para trabajos futuros

Las siguientes tareas se puede desarrollar con el objetivo de contribuir al desarrollo de los sistemas de refrigeración por absorción hacia un desarrollo sostenible:

De acuerdo con el análisis de sensibilidad, se identificaron rangos de valores en variables críticas que permiten mejorar el COP y el SCOP de los sistemas usados. Una recomendación para futuras investigaciones sería la implementación de estrategias de control de los sistemas de refrigeración por absorción para diferentes fluidos de trabajo con diferentes fuentes de activación haciendo uso de redes neuronales artificiales. Esto, comparándolo con los diferentes tipos de controladores (Proporcional, Integral y Proporcional Integral Derivativo) para identificar el potencial de mejora sobre el COP y el SCOP de los sistemas mediante el uso de diferentes tipos y estrategias de control sobre las variables de interés o de control.

También, se recomienda realizar investigaciones para disminuir los GEI asociados al consumo de gas natural en los sistemas de refrigeración por absorción sin que se afecte significativamente la factibilidad económica. Esto debido a que fueron los sistemas de refrigeración por absorción con gas natural los presentaron una solución con los mejores beneficios económicos y ambientales a corto plazo en los centros comerciales. Un posible estudio, podría ser la evaluación de los sistemas de refrigeración por absorción de simple,

doble efecto y el análisis con sistemas de refrigeración de simple-doble efecto, haciendo uso de la mezcla hidrogeno-gas natural y energía solar como fuentes de activación (optimizado la cantidad de colectores solares).

Por otra parte, se propone el desarrollo de absorbedores de burbujas optimizados topológicamente para aumentar la transferencia de calor del refrigerante con la mezcla. Esto implica el diseño térmico y, por ende, la simulación CFD con un alto refinamiento de la malla para su evaluación y finalmente la construcción de un prototipo para su validación. En relación con los materiales del absorbedor de burbujas, se puede mejorar la difusividad térmica de los mismos y la transferencia de calor identificando nuevos materiales livianos y de bajo costo en relación con sus propiedades térmicas y mecánicas en su ciclo de vida.

Finalmente, es importante seguir innovando en los componentes del sistema de refrigeración por absorción para mejorar el COP. Un ejemplo sería, el análisis de los efectos técnicos y económicos de introducir eyectores entre el generador y el condensador en sistemas de refrigeración de simple efecto, doble efecto y simple-doble efecto en los escenarios anteriormente descritos en el cuerpo de este documento. En relación con los fluidos de trabajo, se puede mejorar el COP de los sistemas de refrigeración por absorción, haciendo uso de nanopartículas biodegradables que mejoren la transferencia de calor en fluidos de trabajo como $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ evaluando el COP de los sistemas de refrigeración por absorción en los escenarios descritos.

Referencias

- [1] M. Aune, Å. L. Godbolt, K. H. Sørensen, M. Ryghaug, H. Karlstrøm, and R. Næss, “Concerned consumption. Global warming changing household domestication of energy,” *Energy Policy*, vol. 98, pp. 290–297, 2016, doi: 10.1016/j.enpol.2016.09.001.
- [2] S. Saint Akadiri, A. Adewale Alola, G. Olasehinde-Williams, and M. Udom Etokakpan, “The role of electricity consumption, globalization and economic growth in carbon dioxide emissions and its implications for environmental sustainability targets,” *Sci. Total Environ.*, vol. 708, p. 134653, 2020, doi: 10.1016/j.scitotenv.2019.134653.
- [3] H. Lu, F. Cheng, X. Ma, and G. Hu, “Short-term prediction of building energy consumption employing an improved extreme gradient boosting model : A case study of an intake tower,” *Energy*, vol. 203, p. 117756, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117756.
- [4] J. S. Hassan, R. M. Zin, M. Z. A. Majid, S. Balubaid, and M. R. Hainin, “Building energy consumption in Malaysia: An overview,” *J. Teknol.*, vol. 70, no. 7, pp. 33–38, 2014, doi: 10.11113/jt.v70.3574.
- [5] H. Li and X. Li, “Benchmarking energy performance for cooling in large commercial buildings,” *Energy Build.*, vol. 176, pp. 179–193, 2018, doi: 10.1016/j.enbuild.2018.07.039.
- [6] I. International Institute of Refrigeration, “The Role of Refrigeration in the Global Economy,” *Inf. Note Refrig. Technol. /*, vol. 29, no 1. November, 2015, p. 12, 2015.
Accessed: May 24, 2020. [Online]. Disponible: www.iifiir.org.
- [7] OECD/IEA, “News. Air conditioning use emerges as one of the key drivers of global electricity-demand growth,” *IEA Publications*, 2018. <https://www.iea.org/news/air-conditioning-use-emerges-as-one-of-the-key-drivers-of-global-electricity-demand-growth> (accessed Jun. 12, 2020).

- [8] ACAIRE, “Refrigeración y aire acondicionado Crecimiento del sector - Asociación Colombiana de Acondicionamiento de aire,” *Refrigeración y aire acondicionado Crecimiento del sector - Asociación Colombiana de Acondicionamiento de aire*, 2017. <https://acaire.org/2018/07/09/refrigeracion-y-aire-acondicionado-crecimiento-del-sector/> (accessed Jun. 12, 2020).
- [9] Ministerio de Minas y Energía (MME), “Plan de acción indicativo de eficiencia energética 2017-2022 de Colombia,” 2016.
- [10] UPME, Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo - PNUD, and C. CMA, “GEF/PNUD/COL/76979 – Normalización y Etiquetado de Eficiencia Energética en Colombia (N & E Colombia),” p. 469, 2015, [Online]. Disponible: http://www.etiquetaenergetica.gov.co/wp-content/uploads/2017/01/Estudio_Estructura_y_Transformacion_del_Mercado_Equipos_RETIQ.pdf.
- [11] M. De Minas *et al.*, “REPÚBLICA DE COLOMBIA,” 2007.
- [12] S. S. Chauhan and S. P. S. Rajput, “Experimental analysis of an evaporative–vapour compression based combined air conditioning system for required comfort conditions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 326–336, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.072.
- [13] El Universal, “La energía en la Costa: Un problema de hace más de una década | EL UNIVERSAL - Cartagena,” 2016. <https://www.eluniversal.com.co/regional/la-energia-en-la-costa-un-problema-de-hace-mas-de-una-decada-240194-AXEU348549> (accessed Sep. 12, 2020).
- [14] J. Vence and M. Kammerer, “Crisis en la costa ceribe del servicio de energía eléctrica prestando por la empresa electricaribe,” 2016.
- [15] A. A. Al-Ugla, M. A. I. El-Shaarawi, S. A. M. Said, and A. M. Al-Qutub, “Techno-economic analysis of solar-assisted air-conditioning systems for commercial buildings in Saudi Arabia,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 54, pp. 1301–1310, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.10.047.

- [16] K. F. Fong, T. T. Chow, C. K. Lee, Z. Lin, and L. S. Chan, “Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city,” *Sol. Energy*, vol. 84, no. 2, pp. 227–244, 2010, doi: 10.1016/j.solener.2009.11.002.
- [17] R. Nikbakhti, X. Wang, A. K. Hussein, and A. Iranmanesh, “Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 59, no. 2, pp. 707–738, 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
- [18] Absorsistem, “Principio y antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción Absorsistem,” 2020. <https://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/principio-y-antecedentes-historicos-del-ciclo-de-refrigeracion-por-absorcion> (accessed Aug. 02, 2020).
- [19] D. Keppler, “Absorption chillers as a contribution to a climate-friendly refrigeration supply regime: Factors of influence on their further diffusion,” *J. Clean. Prod.*, vol. 172, no. 2018, pp. 1535–1544, 2018, doi: 10.1016/j.jclepro.2017.10.276.
- [20] C. Amaris, “Intensification of NH₃ bubble absorption process using advanced surfaces and carbon nanotubes for NH₃/LiNO₃ absorption chillers,” Doctoral thesis, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España, 2013.
- [21] C. A. Balaras *et al.*, “Solar air conditioning in Europe-an overview,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no. 2, pp. 299–314, 2007, doi: 10.1016/j.rser.2005.02.003.
- [22] A. Ghafoor and A. Munir, “Worldwide overview of solar thermal cooling technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 763–774, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.11.073.
- [23] W. Sparber, A. Napolitano, and P. Melograno, “Overview on world wide installed solar cooling systems,” *2nd Int. Conf. Sol. Air Cond.*, no. October, pp. 1–6, 2007.
- [24] J. Asadi, P. Amani, M. Amani, A. Kasaeian, and M. Bahiraei, “Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 173, no. July, pp. 715–727, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.08.013.
- [25] A. García, “Bajar costos: reto de la refrigeración solar | ACR Latinoamérica,” *Bajar*

- costos: reto de la refrigeración solar*, 2012. <https://www.acrlatinoamerica.com/201207054847/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/bajar-costos-reto-de-la-refrigeracion-solar.html> (accessed Aug. 02, 2020).
- [26] Unidad de Planeación Minero Energética - UPME, “Integración de las energías renovables no convencionales en Colombia,” in *Portal UPME/ Demanda y Eficiencia Energética*, Portal UPME/ Demanda y Eficiencia Energética, 2015.
- [27] Y. Díaz-Torres and J. Monteagudo-Yanes, “Sistemas de climatización solar de absorción. Barreras y perspectivas,” *Energética*, vol. 43, pp. 31–43, 2014.
- [28] IEA, “Perspectivas energéticas mundiales 2019 - Análisis - IEA,” *Perspectivas energéticas mundiales 2019*, 2019. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019#> (accessed Sep. 14, 2020).
- [29] Data world bank, “CO2 emissions (metric tons per capita),” *World bank*, 2019. <http://data.worldbank.org/indicator/EN.ATM.CO2E.PC> (accessed Sep. 14, 2020).
- [30] Universidad Nacional, “Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumos para sus respectivos equipos de uso de energía final”, UPME, Colombia, Tech. Rep., vol. 1, 2007.
- [31] A. Juaidi, F. AlFaris, F. Montoya, and F. Manzano-Agugliaró, “Energy benchmarking for shopping centers in Gulf Coast region,” *Energy Policy*, vol. 91, pp. 247–255, 2016.
- [32] EPM, “Gas natural,” 2020. https://www.epm.com.co/site/clientes_usuarios/clientes-y-usuarios/hogares-y-personas/gas-natural (accessed May 25, 2020).
- [33] CODENSA S.A. ESP, “Generalidades 7.6 Sistemas de emergencia instalados por el cliente | Likinormas,” *Generalidades 7.6 Sistemas de emergencia instalados por el cliente*, 2020. https://likinormas.micodensa.com/Norma/acometidas_medidores/sistemas_emergencia_instalados_cliente/generalidades_7_6_sistemas_emergencia_instalados_cliente (accessed Nov. 11, 2020).

- [34] J. Jiang, W. Gao, X. Wei, Y. Li, and S. Kuroki, “Reliability and cost analysis of the redundant design of a combined cooling, heating and power (CCHP) system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 199, p. 111988, Nov. 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.111988.
- [35] J. Jiang, X. Wei, W. Gao, S. Kuroki, and Z. Liu, “Reliability and Maintenance Prioritization Analysis of Combined Cooling, Heating and Power Systems,” *Energies*, vol. 11, no. 6, p. 1519, Jun. 2018. doi: 10.3390/en11061519.
- [36] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, P. Bruel, Y. Mourad, and Y. Zeraouli, “Solar driven cooling systems: An updated review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 44, pp. 159–181, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2014.12.014.
- [37] O. Ketfi, M. Merzouk, N. K. Merzouk, and M. Bourouis, “Étude de faisabilité et évaluation de la performance des systèmes de refroidissement à absorption eau–LiBr à faible capacité fonctionnant dans différentes zones climatiques algériennes,” *Int. J. Refrig.*, vol. 82, no. 26, pp. 36–50, 2017. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.07.002.
- [38] B. Ghorbani, R. Shirmohammadi, and M. Mehrpooya, “A novel energy efficient LNG/NGL recovery process using absorption and mixed refrigerant refrigeration cycles – Economic and exergy analyses,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 132, pp. 283–295. Mar. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.099.
- [39] S. Akhtar, T. S. Khan, S. Ilyas, and M. S. Alshehhi, “Feasibility and Basic Design of Solar Integrated Absorption Refrigeration for an Industry,” in *Energy Procedia*, 2015, vol. 75, pp. 508–513. doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.441.
- [40] K. Herold, R. Radermacher, and S. Klein, *Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps*. 2016.
- [41] C. Amaris and M. Bourouis, “Boiling process assessment for absorption heat pumps: A review,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 179, Nov. 2021. doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2021.121723.
- [42] C. Amaris, M. Vallès, and M. Bourouis, “Vapour absorption enhancement using passive techniques for absorption cooling/heating technologies: A review,” *Applied*

- Energy*, vol. 231, pp. 826–853, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.09.071.
- [43] D. Mugnier, D. Neyer, and S. D. White, *The Solar Cooling Design Guide - Case Studies of Successful Solar Air Conditioning Design*. 2017.
- [44] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, “A review of absorption refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, Dec. 2000 doi: 10.1016/S1364-0321(01)00003-X.
- [45] J. Deng, R. Z. Wang, and G. Y. Han, “A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 37, no. 2, pp. 172–203, 2011. doi: 10.1016/j.pecs.2010.05.003.
- [46] A. A. Al-Abidi, S. Bin Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, C. H. Lim, and A. Th, “Review of thermal energy storage for air conditioning systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 8, pp. 5802–5819, 2012. doi: 10.1016/j.rser.2012.05.030.
- [47] A. M. Abed, M. A. Alghoul, K. Sopian, H. S. Majdi, A. N. Al-Shamani, and A. F. Muftah, “Enhancement aspects of single stage absorption cooling cycle: A detailed review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 77, no. January, pp. 1010–1045, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.11.231.
- [48] H. F. Zúñiga Puebla, “Modelación termodinámica y optimización energética de un ciclo de refrigeración por absorción difusión”, M.S. thesis, Escuela de Ingeniería y ciencias , Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Monterrey, Mexico, 2017. Disponible : <https://repositorio.tec.mx/bitstream/handle/11285/629689/Tesis%20Hugo%20Zuniga%20A00818193.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [49] C. C. Amaris, “Intensification of NH₃ Bubble Absorption Process using Advanced Surfaces and Carbon Nanotubes for NH₃ /LiNO₃ Absorption Chillers”, Ph.D thesis, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España, 2013.
- [50] A. Altamirano, N. Le Pierrès, and B. Stutz, “Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling: Theoretical, experimental and commercial cycles”, *Int. J. Refrig.*, vol. 106, pp. 350–

- 373, 2019. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.06.033.
- [51] A. I. Papadopoulos, A. Kyriakides, P. Seferlis, and I. Hassan, “Absorption refrigeration processes with organic working fluid mixtures- a review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 109, no. January, pp. 239–270, 2019. doi: 10.1016/j.rser.2019.04.016.
- [52] B. Tesha, "Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant", MS. thesis, University of Iceland, Reykjavík ,Iceland, 2009.
- [53] United States Department of Energy, (2017, May). “Absorption Chillers for CHP Systems”,[Online]. Disponible: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2017/06/f35/CHP-Absorption%20Chiller-compliant.pdf>
- [54] J. D. Marcos, “Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire”,Ph.D thesis, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2008. Disponible: <https://www.sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/1/972/983/986/6202.pdf>
- [55] Absorsistem, “Plantas enfriadoras y calefactoras de agua , por absorción , a llama directa con quemador de gas serie K modelos CH K30 a K100,” 2007. [Online]. Disponible: www.absorsistem.com/productos/yazaki/catalogos
- [56] A. Shirazi, R. A. Taylor, G. L. Morrison, and S. D. White, “Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review”, *Energy Convers. Manag.*, vol. 171, pp. 59–81, Sep. 2018. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2018.05.091.
- [57] S. S. Alrwashdeh and H. Ammari, “Life cycle cost analysis of two different refrigeration systems powered by solar energy”, *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 16, 2019. doi: 10.1016/j.csite.2019.100559.
- [58] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, and S. A. Tassou, “Waste heat recovery technologies and applications,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, pp. 268–289, Jun. 2018. doi: 10.1016/J.TSEP.2018.04.017.

- [59] K. Ravi Kumar, N. V. V. Krishna Chaitanya, and N. Sendhil Kumar, “Solar thermal energy technologies and its applications for process heating and power generation – A review,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 282. Elsevier Ltd, , Feb. 2021. doi: 10.1016/j.jclepro.2020.125296.
- [60] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, and L. C. Wrobel, “Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus,” *Sol. Energy*, vol. 72, no. 1, pp. 43–51, 2002. doi: 10.1016/S0038-092X(01)00081-0.
- [61] A. Dispenza, V. La Rocca, A. Messineo, M. Morale, and D. Panno, “Absorption equipment for energy savings: A case study in Sicily,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 3, pp. 17–26, Sep. 2013. doi: 10.1016/j.seta.2013.05.002.
- [62] A. Shafieian and M. Khiadani, “A multipurpose desalination, cooling, and air-conditioning system powered by waste heat recovery from diesel exhaust fumes and cooling water,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 21, Oct. 2020. doi: 10.1016/J.CSITE.2020.100702.
- [63] M. Balghouthi, M. H. Chahbani, and A. Guizani, “Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia,” *Build. Environ.*, vol. 43, no. 9, pp. 1459–1470, Sep. 2008. doi: 10.1016/J.BUILDENV.2007.08.003.
- [64] F. Calise, “Thermoeconomic analysis and optimization of high efficiency solar heating and cooling systems for different Italian school buildings and climates,” *Energy Build.*, vol. 42, no. 7, pp. 992–1003, Jul. 2010. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.01.011.
- [65] R. Gomri, “Simulation study on the performance of solar/natural gas absorption cooling chillers,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 65, pp. 675–681, 2013. doi: 10.1016/j.enconman.2011.10.030.
- [66] A. Lubis *et al.*, “Solar-assisted single-double-effect absorption chiller for use in Asian tropical climates,” *Renew. Energy*, vol. 99, pp. 825–835, Dec. 2016. doi: 10.1016/j.renene.2016.07.055.
- [67] M. I. Alhamid *et al.*, “Operation strategy of a solar-gas fired single/double effect absorption chiller for space cooling in Indonesia,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 178, Sep.

2020. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115524.
- [68] A. Saleh and M. Mosa, "Optimization study of a single-effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions," *Energy Convers. Manag.*, vol. 87, pp. 29–36, Nov. 2014. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2014.06.098.
- [69] A. Al-Falahi, F. Alobaid, and B. Epple, "Design and thermo-economic comparisons of large scale solar absorption air conditioning cycles," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 22, Dec. 2020. doi: 10.1016/j.csite.2020.100763.
- [70] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 126, pp. 809–821, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.005.
- [71] F. A. Ghaith and H. ul H. Razzaq, "Performance of solar powered cooling system using Parabolic Trough Collector in UAE," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 23, pp. 21–32, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.seta.2017.08.005.
- [72] R. Narayanan, G. K. Harilal, and S. Golder, "Feasibility study on the solar absorption cooling system for a residential complex in the Australian subtropical region," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 27, Oct. 2021. doi: 10.1016/J.CSITE.2021.101202.
- [73] A. Arabkoohsar and G. B. Andresen, "Supporting district heating and cooling networks with a bifunctional solar assisted absorption chiller," *Energy Convers. Manag.*, vol. 148, pp. 184–196, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.06.004.
- [74] J. Labus, "Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat", Ph.D thesis, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España, 2011. Disponible:<https://www.tesisenred.net/bitstream/handle/10803/51878/PhD%20thesis%20Jlabus.pdf?sequence=1>
- [75] Y. Lu, A. P. Roskilly, and C. Ma, "A techno-economic case study using heat driven absorption refrigeration technology in UK industry", in *Energy Procedia*, Windsor, UK, 2017, vol. 123, pp. 173–179., doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.254.

- [76] K. Talukdar and T. K. Gogoi, “Exergy analysis of a combined vapor power cycle and boiler flue gas driven double effect water-LiBr absorption refrigeration system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 108, pp. 468–477, 2016. doi: 10.1016/j.enconman.2015.11.020.
- [77] F. Assilzadeh, S. A. Kalogirou, Y. Ali, and K. Sopian, “Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors,” *Renew. Energy*, vol. 30, no. 8, pp. 1143–1159, 2005. doi: 10.1016/j.renene.2004.09.017.
- [78] E. Bellos, C. Tzivanidis, C. Symeou, and K. A. Antonopoulos, “Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 137, pp. 34–48, 2017. doi: 10.1016/j.enconman.2017.01.041.
- [79] C. S. Fernández and E. A. Calvo, “Capítulo 1: Introducción al mantenimiento”, en Técnicas de mantenimiento en instalaciones mineras, *Esc. POLITÉCNICA Ing. MINAS Y ENERGÍA*, 2018, pp. 1–21. Disponible: https://ocw.unican.es/pluginfile.php/2489/course/section/2495/Mantenimiento_1.pdf
- [80] Iec, “Dependability management-Part 3-1: Application guide-Analysis techniques for dependability-Guide on methodology Gestion de la sûreté de fonctionnement-Partie 3-1: Guide d’application-Techniques d’analyse de la sûreté de fonctionnement-Guide méthodologique,” 2003. Accessed: May 08, 2020. [Online]. Disponible: www.iec.ch.
- [81] E. Kabir, P. Kumar, S. Kumar, A. A. Adelodun, and K. H. Kim, “Solar energy: Potential and future prospects,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 894–900, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2017.09.094.
- [82] Miguel Lozano, “Colectores solares térmicos”, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España, 2019, pp.1-62. Disponible: https://www.researchgate.net/publication/338254329_COLECTORES_SOLARES_TERMICOS.
- [83] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, Jan. 2004. doi: 10.1016/j.pecs.2004.02.001.

- [84] M. Mittermaier and F. Ziegler, "Theoretical evaluation of absorption and desorption processes under typical conditions for chillers and heat transformers," *Int. J. Refrig.*, vol. 59, pp. 91–101, 2015. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.07.015.
- [85] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, "A review of absorption refrigeration technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, 2000. doi: 10.1016/S1364-0321(01)00003-X.
- [86] C. Amaris, M. Bourouis, and M. Vallès, "Passive intensification of the ammonia absorption process with $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ using carbon nanotubes and advanced surfaces in a tubular bubble absorber," *Energy*, vol. 68, pp. 519–528, Apr. 2014. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.039.
- [87] Y. T. Kang, A. Akisawa, and T. Kashiwagi, "Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types," *Int. J. Refrig.*, vol. 23, pp. 430–443, 2000.
- [88] X. Wu, S. Xu, and M. Jiang, "Development of bubble absorption refrigeration technology: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, pp. 3468–3482, Feb. 2018. doi: 10.1016/J.RSER.2017.10.109.
- [89] A. M. L. Sáñez, "Modelización de un absorbedor de burbujas de geometría cilíndrica utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio," Proyecto fin de carrera Ingeniería Industrial, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2011. Disponible: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/11661>
- [90] M. A. Johnson, J. De La Peña, and R. B. Mesler, "Bubble shapes in nucleate boiling," *AIChE J.*, vol. 12, no. 2, pp. 344–348, 1966. doi: 10.1002/aic.690120225.
- [91] Y. T. Kang, T. Nagano, and T. Kashiwagi, "Visualization of bubble behavior and bubble diameter correlation for $\text{NH}_3 \pm \text{H}_2\text{O}$ bubble absorption. Étude du comportement de la bulle et Étude de la corrélation entre le diamètre et le comportement de la bulle lors de l'absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$: de son diamètre à la mesure visuelle," *Int. J. Refrig.*, vol. 25, pp. 127–135, 2002.
- [92] T. L. Merrill and H. Pérez-Blanco, "Combined heat and mass transfer during bubble

- absorption in binary solutions,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 3, pp. 589–603, Feb. 1997. doi: 10.1016/0017-9310(96)00118-4.
- [93] K. Terasaka, J. Oka, and H. Tsuge, “Ammonia absorption from a bubble expanding at a submerged orifice into water,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 57, no. 18, pp. 3757–3765, Sep. 2002. doi: 10.1016/S0009-2509(02)00308-1.
- [94] T. Elperin and A. Fominykh, “Four stages of the simultaneous mass and heat transfer during bubble formation and rise in a bubbly absorber,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 58, no. 15, pp. 3555–3564, Aug. 2003. doi: 10.1016/S0009-2509(03)00192-1.
- [95] M. D. Staicovici, “A non-equilibrium phenomenological theory of the mass and heat transfer in physical and chemical interactions: Part II — modeling of the NH₃/H₂O bubble absorption, analytical study of absorption and experiments,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 22, pp. 4175–4188, Nov. 2000, doi: 10.1016/S0017-9310(00)00030-2.
- [96] M. D. Staicovici, “A non-equilibrium phenomenological theory of the mass and heat transfer in physical and chemical interactions: Part I — application to NH₃/H₂O and other working systems,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 22, pp. 4153–4173, Nov. 2000, doi: 10.1016/S0017-9310(00)00029-6.
- [97] M. Suresh and A. Mani, “Heat and mass transfer studies on R134a bubble absorber in R134a/DMF solution based on phenomenological theory,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 13–14, pp. 2813–2825, 2010, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.016.
- [98] M. K. Aggarwal and R. S. Agarwal, “Thermodynamic properties of lithium nitrate-ammonia mixtures,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 10, no. 1, pp. 59–68, 1986, doi: 10.1002/er.4440100107.
- [99] A. A. S. Lima, A. A. V. Ochoa, J. Â. P. Da Costa, C. A. C. Dos Santos, M. V. F. Lima, and F. D. De Menezes, “Energetic analysis of an absorption chiller using NH₃/LiNO₃ as an alternative working fluid,” *Brazilian J. Chem. Eng.*, vol. 36, no. 2, pp. 1061–1073, Sep. 2019, doi: 10.1590/0104-6632.20190362s20180473.

- [100] J. M. Abdulateef, K. Sopian, and M. A. Alghoul, "Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions," *Int. J. Mech. Mater. Eng.*, vol. 3, no. 1, pp. 17–24, 2008.
- [101] R. Ayala, J. L. Frías, L. Lam, C. L. Heard, and F. A. Holland, "Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy," *Heat Recover. Syst. CHP*, vol. 14, no. 4, pp. 437–446, 1994, doi: 10.1016/0890-4332(94)90047-7.
- [102] C. Amaris, M. Bourouis, M. Vallès, D. Salavera, and A. Coronas, "Thermophysical properties and heat and mass transfer of new working fluids in plate heat exchangers for absorption refrigeration systems," *Heat Transf. Eng.*, vol. 36, no. 4, pp. 388–395, 2015, doi: 10.1080/01457632.2014.923983.
- [103] C. A. Infante Ferreira, "Combined momentum, heat and mass transfer in vertical slug flow absorbers," *Int. J. Refrig.*, vol. 8, no. 6, pp. 326–334, 1985.
- [104] J. Cerezo, R. Best, and R. J. Romero, "A study of a bubble absorber using a plate heat exchanger with $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ and NH_3/NaSCN ," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 11–12, pp. 1869–1876, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.032.
- [105] C. Amaris, M. E. Alvarez, M. Vallès, and M. Bourouis, "Performance assessment of an $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ bubble plate absorber applying a semi-empirical model and artificial neural networks," *Energies*, vol. 13, no. 17, 2020, doi: 10.3390/en13174313.
- [106] F. Asfand, Y. Stiriba, and M. Bourouis, "CFD simulation to investigate heat and mass transfer processes in a membrane-based absorber for water-LiBr absorption cooling systems," *Energy*, vol. 91, no. 2, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.08.018.
- [107] F. Asfand, Y. Stiriba, and M. Bourouis, "Performance evaluation of membrane-based absorbers employing $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiBr} + \text{LiI} + \text{LiNO}_3 + \text{LiCl})$ and $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiNO}_3 + \text{KNO}_3 + \text{NaNO}_3)$ as working pairs in absorption cooling systems," *Energy*, 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.08.103.
- [108] S. M. Hosseinnia, M. Naghashzadegan, and R. Kouhikamali, "CFD simulation of

- adiabatic water vapor absorption in large drops of water-LiBr solution,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 102, pp. 17–29, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.144.
- [109] S. M. Hosseinnia, M. Naghashzadegan, and R. Kouhikamali, “CFD simulation of water vapor absorption in laminar falling film solution of water-LiBr — Drop and jet modes,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 860–873, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.022.
- [110] S. K. Panda and A. Mani, “CFD heat and mass transfer studies in a R134a-DMF bubble absorber with swirl flow entry of R134a vapour,” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, no. 1995, pp. 1–10, 2016.
- [111] A. A. S. Lima, A. A. V Ochoa, J. A. P. Da Costa, and J. R. Henríquez, “CFD simulation of heat and mass transfer in an absorber that uses the pair ammonia/water as a working fluid,” *Int. J. Refrig.*, vol. 98, pp. 514–525, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.010>.
- [112] Y. T. Kang, T. Kashiwagi, and R. N. Christensen, “Ammonia-water bubble absorber with a plate heat exchanger,” in *ASHRAE Transactions*, vol. 104, no. Pt 1B, pp. 1565–1575, 1998.
- [113] J. Cerezo, “Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción,” Doctoral thesis, Universitat Rovira i Virgili, España, 2006.
- [114] IDEAM, “Boletín Climatológico Mensual”, IDEAM, Colombia, Tech. Rep. 2020. Disponible: <http://www.ideam.gov.co/web/tiempo-y-clima/climatologico-mensual> (accessed May 25, 2020).
- [115] ICSC, “El comercio florece en Barranquilla | ICSC: International Council of Shopping Centers,” *El comercio florece en Barranquilla | ICSC: International Council of Shopping Centers*, 2019. <https://www.icsc.com/news-and-views/sct-iberoamerica/el-comercio-florece-en-barranquilla-colombia> (accessed Jun. 23, 2020).
- [116] Wikipedia, “Anexo:Centros comerciales de Barranquilla - Wikipedia, la enciclopedia libre”, *Centros comerciales de Barranquilla*, 2020.

https://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Centros_comerciales_de_Barranquilla (accessed Jun. 23, 2020).

- [117] Fluke Corporation, “*Fluke 434/435/437*”, ,Abril 2007.[Online] Disponible: <https://www.fluke.com/es-co/producto/comprobacion-electrica/calidad-electrica/434-435>
- [118] S. Libotean, A. Martín, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, and A. Coronas, “Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 and 353.15) K,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 53, no. 10, pp. 2383–2388, 2008, doi: 10.1021/je8003035.
- [119] S. Libotean, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, and A. Coronas, “Vapor-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15) K,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 52, no. 3, pp. 1050–1055, 2007, doi: 10.1021/je7000045.
- [120] Y. Cuenca, D. Salavera, A. Vernet, A. S. Teja, and M. Vallès, “Thermal conductivity of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions over a wide range of concentrations and temperatures,” *Int. J. Refrig.*, vol. 38, no. 1, pp. 333–340, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.08.010.
- [121] W. Haltenberger, “Enthalpy-Concentration Charts from Vapor Pressure Data,” *Ind. Eng. Chem.*, vol. 31, no. 6, pp. 783–786, 1939, doi: 10.1021/ie50354a032.
- [122] L. A. McNeely, “Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide,” *ASHRAE Trans.*, vol. 85, no. 1, pp. 413–434, 1979.
- [123] Comisión del Cambio Climático, “Guía práctica para el cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI)”, Generalitat de Catalunya Comisión Interdepartamental del Cambio Climático, Catalunya, 2011. Accessed: Dec. 02, 2020. [Online]. Disponible:<http://www.caib.es/sacmicrofront/archivopub.do?ctrl=MCRST234ZI97531&id=97531>.
- [124] R. Rodden, “Análisis del Costo del Ciclo de Vida: Una herramienta para evaluar mejor las inversiones y decisiones técnicas en pavimentación”, American Concrete Pavement

Association, Estados Unidos de América, Tech. Rep. , 2012. Disponible: <https://docplayer.es/14370220-Analisis-del-coste-del-ciclo-de-vida-una-herramienta-para-evaluar-mejor-las-inversiones-y-decisiones-tecnicas-en-pavimentacion-boletin-tecnico.html>

- [125] A. Shirazi, R. A. Taylor, S. D. White, and G. L. Morrison, “Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: An energetic, economic and environmental (3E) assessment,” *Renew. Energy*, vol. 86, pp. 955–971, Feb. 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.09.014.
- [126] U. Eicker and D. Pietruschka, “Optimization and economics of solar cooling systems,” *Adv. Build. Energy Res.*, vol. 3, no. 1, pp. 45–81, 2009, doi: 10.3763/aber.2009.0303.
- [127] G. Reniers, L. Talarico, and N. Paltrinieri, “Cost-Benefit analysis of safety measures,” *Dynamic Risk Analysis in the Chemical and Petroleum Industry: Evolution and Interaction with Parallel Disciplines in the Perspective of Industrial Application*, Oxford, United Kingdom: Elsevier Inc., 2016, pp. 195–205.
- [128] M. Ebrahimi and A. Keshavarz, “CCHP Evaluation Criteria,” *Combined Cooling, Heating and Power*, pp. 93–102, 2015, doi: 10.1016/B978-0-08-099985-2.00003-2
- [129] C. Amaris, M. Bourouis, and M. Vallès, “Effect of advanced surfaces on the ammonia absorption process with $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ in a tubular bubble absorber”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 72, 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.01.031.
- [130] ANSYS, “ANSYS Fluent Theory Guide”, ANSYS, vol. 1. November. Nueva York, Estados Unidos de América, SAS IP, Nov. 2013, pp.1-814.
- [131] Absorsistem, “Plantas enfriadoras de agua por ciclo de absorción, accionadas por agua caliente”, Absorsistem, España, Tech. Rep., 2014.
- [132] M. F. Elberry, A. A. Elsayed, M. A. Teamah, A. A. Abdel-Rahman, and A. F. Elsafty, “Performance improvement of power plants using absorption cooling system,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 57, no. 4, pp. 2679–2686, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.aej.2017.10.004.
- [133] Z. Khan and Z. A. Khan, “Thermodynamic performance of a novel shell-and-tube heat

exchanger incorporating paraffin as thermal storage solution for domestic and commercial applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 160, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114007.

Anexos

7.1 Perfil de irradiación solar en 3D

La Figura 42 presenta un perfil 3D de la irradiación solar en Barranquilla.

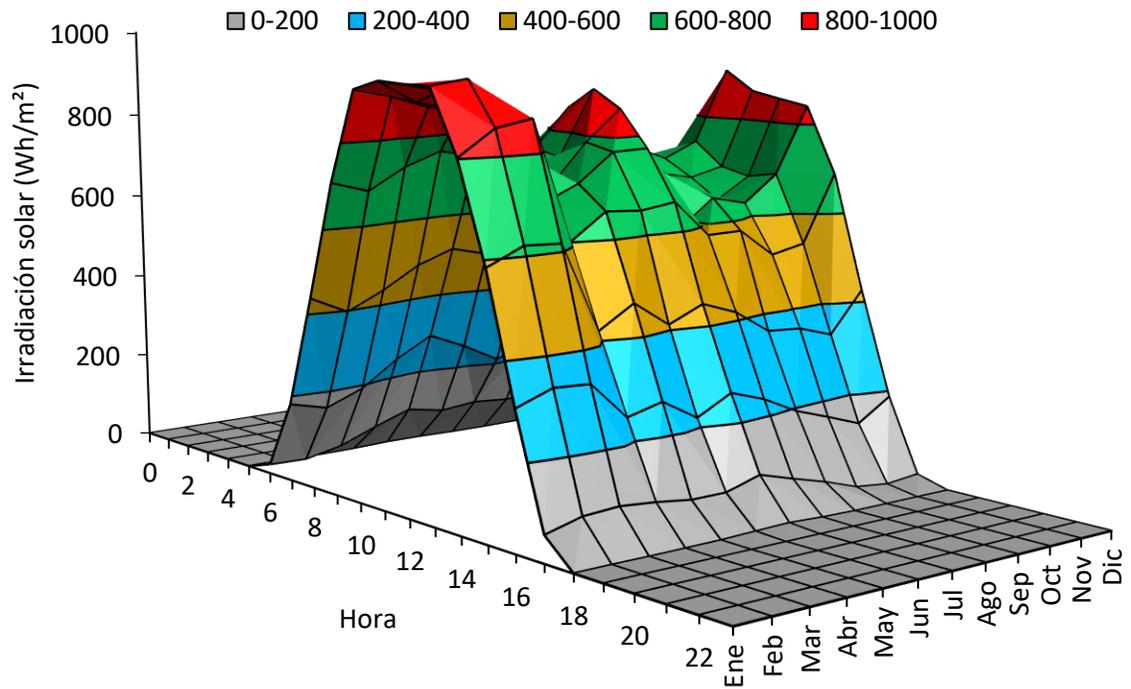


Figura 42. Promedio de irradiación solar horaria por mes [114].

7.2 Condiciones nominales de los sistemas de refrigeración por absorción para diferentes series

La tabla, muestra los parámetros de entrada (carga nominal) del sistema de refrigeración por absorción LT-C de capacidad de refrigeración.

Tabla 29 Condiciones nominales de entrada del sistema de refrigeración por absorción serie LT-C [131].

Serie	\dot{V}_{17} (m ³ /h)	\dot{V}_{11} (m ³ /h)	T _{11a} (°C)	T ₁₃ (°C)	T ₁₅ (°C)	T ₁₇ (°C)	\dot{m}_1 (estimado) (kg/s)	\dot{V}_{13} (m ³ /h)	\dot{V}_{15} (m ³ /h)
LT-10C	55	74,9	90,6	29,4	29,4	12,2	1,66	50	50
LT-12C	66	89,6	90,6	29,4	29,4	12,2	1,9	60	60
LT-14C	77	104,7	90,6	29,4	29,4	12,2	2,3	70	70
LT-16C	88	119,2	90,6	29,4	29,4	12,2	2,6	80	80
LT-18C	99	134,5	90,6	29,4	29,4	12,2	2,9	90	90
LT-20C	115,5	156,8	90,6	29,4	29,4	12,2	3,4	105	105

Nota: El símbolo \dot{V} indica el caudal en la tabla.

7.3 Condiciones de cristalización del sistema con FPC

La Figura 43 muestra las condiciones de cristalización de la mezcla LiBr/H₂O en el sistema de refrigeración por absorción activado por colectores de placa plana para 900W/m² y T₁₇=12°C.

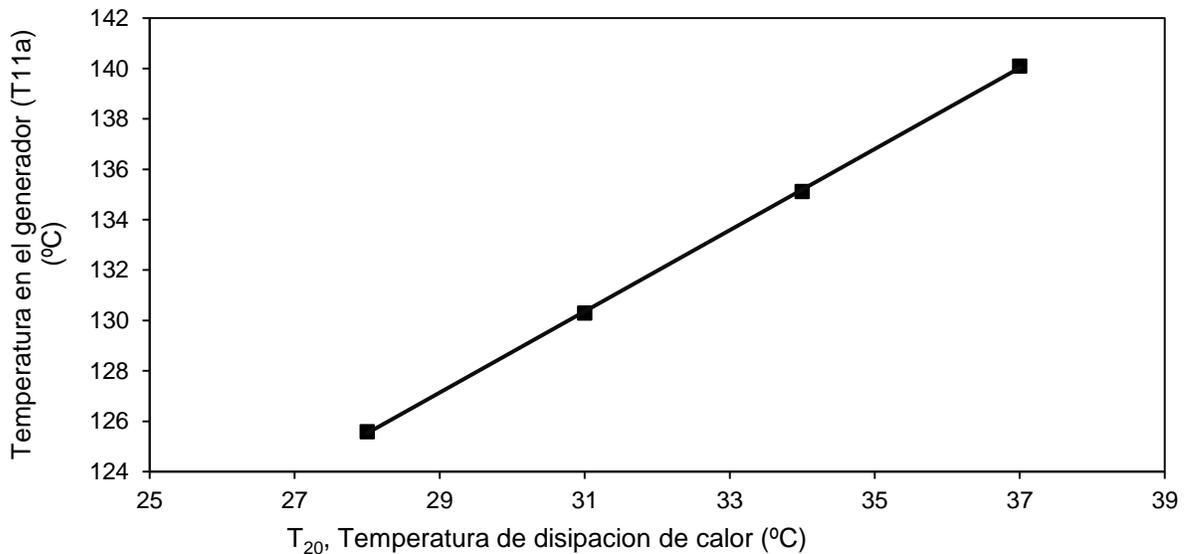


Figura 43 Cristalización de LiBr/H₂O en el sistema de refrigeración por absorción con colector de placa plana.

En general, se muestra las temperaturas del generador y de disipación de calor (en el absorbedor) donde tiene lugar la cristalización para una irradiación solar de 900 W/m² y una temperatura ambiente de 27 °C usando, colectores de placa plana. Al aumentar la irradiación solar el sistema se acerca a la condición de cristalización porque el LiBr se acerca al límite de solubilidad. Para prevenir que ocurra cristalización en el sistema, debe evitarse el sobrecalentamiento del agua en los colectores solares, manteniendo la temperatura de salida del agua por debajo de los 125 °C. Si no se controla la temperatura del agua a la salida de los colectores solares, aumenta la temperatura de disipación de calor para lograr llegar a la capacidad nominal.

7.4 Análisis de sensibilidad del sistema con FPC

La Figura 44, muestra el COP y el SCOP del sistema de refrigeración por absorción activado con un colector de placa plana para temperaturas ambiente de 27 °C (LiBr/H₂O).

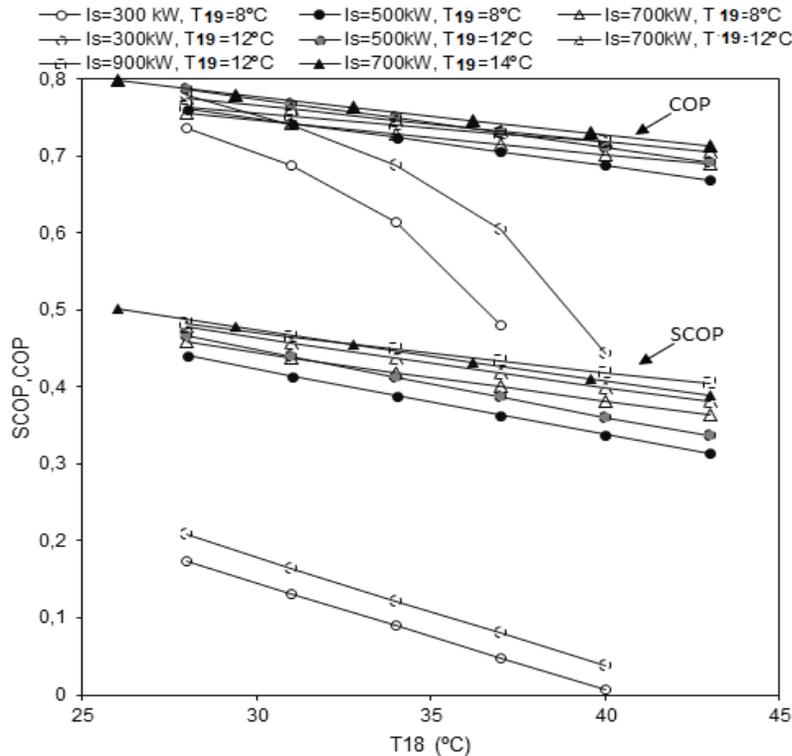


Figura 44 Variación del COP y el SCOP en el sistema de refrigeración por absorción con el colector de placa plana.

Para la máquina serie LT10-C de 352 kW con los FPC, las gráficas muestran que aumentar la irradiación solar hasta los 700 W/m² mejora el COP y el SCOP del sistema de refrigeración por absorción. Sin embargo, este efecto disminuye con el aumento de la temperatura de disipación de calor pudiendo afectar el COP hasta un 42%. Por otro lado, aumentar 1 °C la temperatura de evaporación mejora el COP en un 1,8% y el SCOP un 3%. Sin embargo, este efecto disminuye con el aumento de la temperatura de disipación de calor del sistema. El incremento excesivo de la irradiación solar puede aumentar la temperatura del generador provocando un sobrecalentamiento del sistema que disminuye ligeramente el COP y el

SCOP. Para irradiaciones cercanas a los 300 W/m^2 , el aumento de la temperatura de disipación provoca una disminución casi cuadrática del COP del sistema.

7.5 COP con ETC por máquina en centros comerciales (LiBr/H₂O Y NH₃/LiNO₃)

La Figura 45 y 46 muestra el COP de las enfriadoras a lo largo del día considerando el uso de colectores ETC y los fluidos de trabajos LiBr/H₂O y NH₃/LiNO₃, respectivamente.

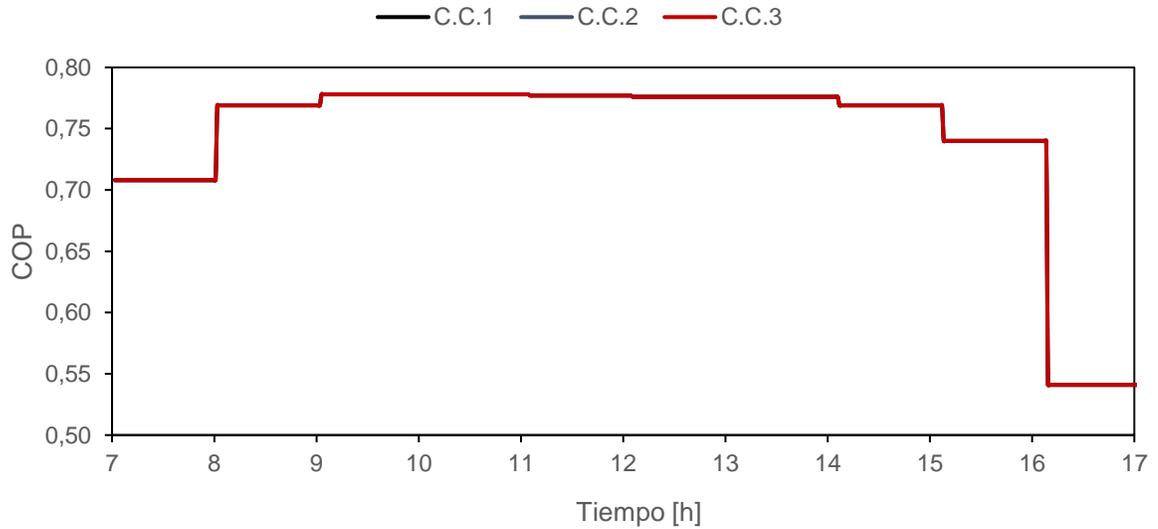


Figura 45 COP con ETC en los centros comerciales (LiBr/H₂O).

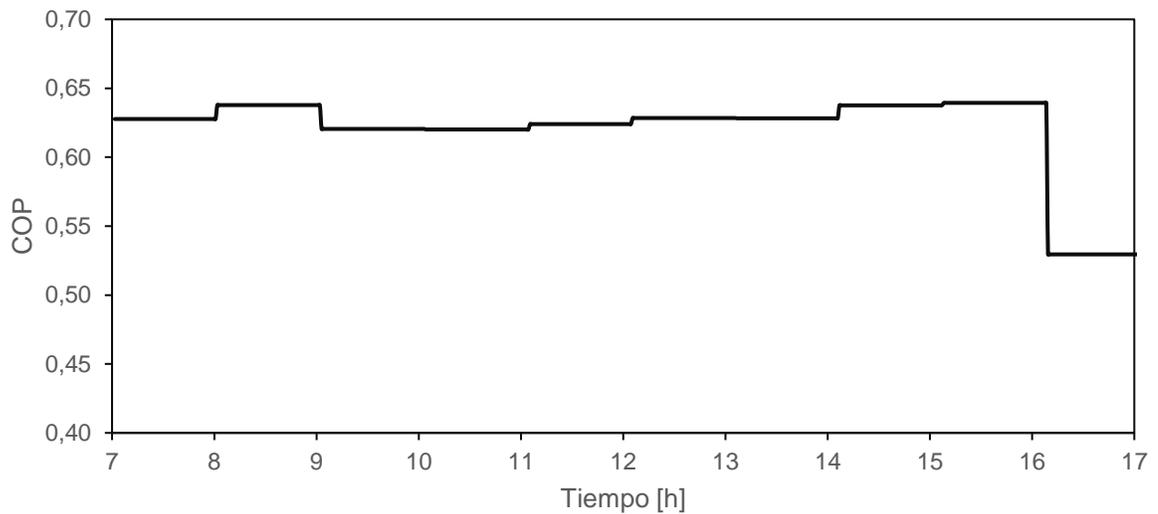


Figura 46 COP con ETC en los centros comerciales (NH₃/LiNO₃).



UNIVERSITAT
ROVIRA I VIRGILI
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).
Av. Països Catalans, 26. 43007 Tarragona (Spain)

CERTIFICADO DE REALIZACIÓN DE ESTANCIA BREVE

ORGANISMO: UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CENTRO: ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA QUÍMICA
DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA
PAÍS: ESPAÑA

Estimado Srs. Comité curricular del Doctorado en Ingeniería Energética

El abajo firmante certifica que el investigador en formación **Andres Rodriguez Toscano**, estudiante de Doctorado de la Universidad de la Costa, identificado con cedula **1140851609**, realizó una estancia de investigación en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Rovira i Virgili desde el día **15 de Octubre de 2020** hasta el día **15 de enero de 2021** bajo el marco del proyecto de doctorado de referencia CONV-13-2018.

Quedo atento a cualquier consulta o detalle adicional.

Nombre y apellidos del firmante: MAHMOUD BOUROUIS CHEBATA

Cargo: PROFESOR

Fecha: 22/06/2021

Firma y sello

BOUROUIS CHEBATA
MAHMOUD -  Firmado digitalmente por BOUROUIS CHEBATA MAHMOUD - 49317158Y
Nombre de reconocimiento (DN): c=ES, serialNumber=IDCES-49317158Y, givenName=MAHMOUD, sn=BOUROUIS

Figura 47 Pasantía de investigación.

Publicaciones

Contribuciones con Revistas Internacionales Arbitradas

- Rodriguez-Toscano A., Amaris C., Sagastume A., Bourouis M., Technical, environmental, and economic evaluation of a solar/gas driven absorption chiller for shopping malls in the Caribbean region of Colombia, *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 30, 101743. Categoría: Q1.
- Amaris C., Rodriguez-Toscano A., Sagastume A., Bourouis M., Performance assessment of a solar/gas driven $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ absorption cooling system for malls, *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2022. Categoría: Q4. (Aceptado)
- Zapata A., Amaris C. Sagastume A., Rodriguez-Toscano A., Optimization of a CFD model to assess the performance of an $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ bubble absorber, *International Journal of Sustainable Energy*, 2022. Categoría: Q2. (Enviado a revista)
- Zapata A., Amaris C. Sagastume A., Rodriguez-Toscano A., CFD modelling of the ammonia vapour absorption in a tubular bubble absorber with $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, 27, 101311. Categoría: Q1.
- Rodriguez-Toscano A., Arias D., Maldonado D., et. al, Estimation and Trends of the Absorption Refrigeration Global Market. In: Rocha Á., Reis J.L., Peter M.K., Cayolla R., Loureiro S., Bogdanović Z. (eds) *Marketing and Smart Technologies. Smart Innovation, Systems and Technologies*, 205, 2021, 633-643. Categoría: Q4.

Contribuciones en Conferencias Internacionales

- Amaris C., Rodriguez-Toscano A., Sagastume A., Bourouis M., Performance evaluation of a solar/gas driven $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ absorption chiller for shopping malls, *International Conference on Energy and Materials Technologies (ICEMT-2021)*, Agosto 20-21, 2021, Kalavakkam, India.
- Rodriguez-Toscano A., Evaluación del potencial de refrigeración por absorción en empresas del sector industrial y comercial de Barranquilla, 2nd Open Electrical Research Day (OERD), Junio 06, 2019, Barranquilla, Colombia.
- Rodriguez-Toscano A., Sagastume A., Evaluación del Potencial de la Refrigeración por Absorción en Centros Comerciales de Barranquilla, Colombia *International Workshop on Advances in Cleaner Production*, Junio 21-22, 2018, Barranquilla, Colombia.