



Instituto Politécnico Nacional



Centro Mexicano para la Producción más Limpia

Doctorado en Energía

Tesis

ABSORCIÓN ADIABÁTICA EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN
UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR A BAJA TEMPERATURA

Presenta:

Guerlin Ramage

Directores de tesis

Dr. Alejandro Zacarías Santiago

Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

Ciudad de México, Junio de 2021



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14
REP 2017

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México siendo las 12:00 horas del día 26 del mes de Mayo del 2021 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Posgrado de: CMP+L para examinar la tesis titulada: Absorción adiabática en un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía solar a baja temperatura del (la) alumno (a):

Apellido Paterno:	Romage	Apellido Materno:		Nombre (s):	Guerlin
-------------------	--------	-------------------	--	-------------	---------

Número de registro: A 1 7 0 8 3 2

Aspirante del Programa Académico de Posgrado: Doctorado en Energía

Una vez que se realizó un análisis de similitud de texto, utilizando el software antiplagio, se encontró que el trabajo de tesis tiene 12% de similitud. **Se adjunta reporte de software utilizado.**

Después que esta Comisión revisó exhaustivamente el contenido, estructura, intención y ubicación de los textos de la tesis identificados como coincidentes con otros documentos, concluyó que en el presente trabajo ☐ SI ☒ NO SE CONSTITUYE UN POSIBLE PLAGIO.

JUSTIFICACIÓN DE LA CONCLUSIÓN:

El porcentaje de similitud corresponde a frases de uso común y términos técnicos utilizadas en el tema de investigación de la tesis.

**Es responsabilidad del alumno como autor de la tesis la verificación antiplagio, y del Director o Directores de tesis el análisis del % de similitud para establecer el riesgo o la existencia de un posible plagio.

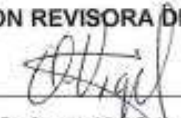
Finalmente, y posterior a la lectura, revisión individual, así como el análisis e intercambio de opiniones, los miembros de la Comisión manifestaron APROBAR ☒ SUSPENDER ☐ NO APROBAR ☐ la tesis por UNANIMIDAD ☒ o MAYORÍA ☐ en virtud de los motivos siguientes:

En virtud de que el trabajo de tesis contiene las observaciones y recomendaciones emitidas por los miembros del jurado y cumple con las características requeridas para una tesis de nivel doctorado.

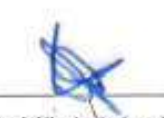
COMISIÓN REVISORA DE TESIS

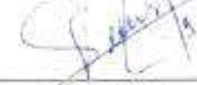

Director de Tesis
Dr. Alejandro Zacarías Santiago


2º Director de Tesis
Dr. Ignacio Carvajal Mariscal


Dr. Osvaldo Vigil Gasán


Dr. Álvaro Miranda Durán


Dr. José Alfredo Jiménez Bernal


Dr. Abelardo Flores Vela
PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, siendo el día 26 del mes de mayo del año 2021, el que suscribe Guerlin Romage alumno del Programa de Doctorado en Energía, con número de registro A170832, adscrito al **Centro Mexicano para la Producción más Limpia (CMP+L)**, manifiesto que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de Dr. Alejandro Zacarías Santiago, Dr. Ignacio Carvajal Mariscal y cede los derechos del trabajo titulado Absorción adiabática en un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía solar a baja temperatura, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del (de la) autor y/o directores del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a las siguientes direcciones guerlin@hotmail.com, azacariass@gmail.com, icarvajalm@yahoo.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'Guerlin', is positioned above a horizontal line.

Guerlin Romage

Agradecimientos

Primero doy gracias al Maestro del universo quien siempre me protege, me enseña el buen camino y que se me convierta lo imposible en posible.

Agradezco al Instituto Politécnico Nacional de México (IPN), Unidad Centro Mexicano para la Producción más Limpia (CMP+L) por permitirme realizar mis estudios de posgrado en su institución. También al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, CONACYT, de México por la beca otorgada en el Doctorado en Energía.

Agradezco a mis asesores, Dr. Alejandro Zacarías Santiago y Dr. Ignacio Carvajal Mariscal por su tiempo dedicado en mi tesis y su apoyo incomparable desde al inicio hasta el fin de mi estancia en el posgrado.

Un especial agradecimiento a mi madre Agnès Ramage y mi tía Yvette Charles por su incondicional apoyo. Agradezco a mis hermanos, Gregory, Patricia, Parnel, Mackenzy y Stanley Ramage quienes siempre me motivan.

Un agradecimiento a todas personas que no menciono y que han contribuido en mi formación académica.

Resumen

En esta Tesis doctoral se realizó la modelación y simulación de un sistema de refrigeración por absorción simple efecto, de enfriador solar híbrido compresión/absorción y un sistema de refrigeración por absorción adiabática alimentado con energía solar a baja temperatura. La solución utilizada en todos los casos fue Agua-Bromuro de Litio. En el estudio, se pudo aprovechar la energía solar por medio de un concentrador solar de disco parabólico unido con un motor Stirling y de colectores solares planos a baja temperatura. Lo anterior, con la consiguiente reducción de consumo en energía eléctrica, promover la energía limpia en sistema de refrigeración híbrido compresión/absorción y la evaluación de la eficiencia de los parámetros de operación. Para la evaluación de los ciclos de refrigeración se realizó la modelación por medio del balance de energía y de masa en cada componente y en cada uno de los sistemas involucrados. Las variables termodinámicas simuladas fueron: la temperatura de evaporación, temperatura de generación, de condensación. La capacidad de enfriamiento fue proporcionada para la simulación del enfriador híbrido. En tanto que, para la simulación del sistema de refrigeración por absorción adiabática, el calor producido por el colector solar plano fue utilizado para la alimentación energética. En este proyecto se exponen los resultados obtenidos del enfriador solar híbrido compresión/absorción como el sistema de refrigeración por absorción adiabática. El sistema híbrido puede producir enfriamiento con ambos sistemas de refrigeración acoplados. El sistema de compresión acoplado con el motor Stirling puede proporcionar calor de enfriamiento en el evaporador hasta 53.4% más del calor suministrado en la fuente caliente del motor térmico.

En el sistema adiabático se concluye que el calor producido disminuye conforme la temperatura del colector aumenta. Asimismo, se ha encontrado que un enfriador mediante refrigeración por absorción agua-bromuro de litio puede operar con temperaturas proporcionadas por un colector solar plano.

Abstract

In this doctoral thesis, the modeling and simulation of a single effect absorption cooling system, a compression / absorption hybrid solar chiller and an adiabatic absorption cooling system powered with low temperature solar energy was carried out. The solution used in all cases was Water-Lithium Bromide. In the study, solar energy was harnessed by means of a parabolic dish solar concentrator coupled with a Stirling engine and low-temperature flat solar collectors. The foregoing, with the consequent reduction in electricity consumption, promoting clean energy in a hybrid compression / absorption refrigeration system and evaluating the efficiency of the operating parameters. For the evaluation of the refrigeration cycles, the modeling was carried out through the energy and mass balance in each component and in each of the systems involved. The simulated thermodynamic variables were: evaporation temperature, generation temperature, and condensation. The cooling capacity was provided for the hybrid cooler simulation. While, for the simulation of the adiabatic absorption cooling system, the heat produced by the flat solar collector was used as power for the program. The hybrid system can produce cooling with both cooling systems coupled. The compression system coupled with the Stirling engine can provide cooling heat in the evaporator up to 53.4% more than the heat supplied in the hot source of the heat engine. In the adiabatic system it is concluded that the heat produced decreases as the collector temperature increases. Likewise, a water lithium bromide absorption refrigeration chiller was operated using temperatures from a flat solar collector.

Contenido

Agradecimientos	iv
Resumen	v
Abstract	vi
Contenido	vii
Lista de figuras	x
Lista de tablas	xii
Nomenclatura	xiii
Introducción.....	1
Capítulo 1.....	4
Antecedentes.....	4
1.1. Sistemas de refrigeración por absorción simple efecto	5
1.1.1. Descripción de los componentes	6
1.1.2. Fluidos de trabajo	13
1.1.3. Configuraciones de los sistemas de refrigeración por absorción	16
1.2. Sistemas de enfriamiento solar por absorción	17
1.2.1. Enfriador solar para refrigeración	18
1.2.2 Enfriador solar para aire acondicionado	18
1.2.2 Enfriadores híbridos	18
1.3. Sistemas de refrigeración por absorción adiabática	19
1.3.1. Componentes	20
1.4. Propuesta de estudio	20
Capítulo 2.....	22
Revisión bibliográfica	22
2.1. Enfriamiento solar.....	22
2.1.1. Sistemas de refrigeración por absorción solar	22
2.1.2. Sistemas de aire acondicionado por absorción solar	23
2.2. Sistemas de enfriamiento híbrido	24
2.2.1. sistemas de compresión híbridos	24
2.2.2. Sistemas de absorción híbridos	24
2.3. Refrigeración por absorción adiabática	25

2.3.1. Absorción adiabática para refrigeración	27
2.3.2. Absorción adiabática para aire acondicionado	28
Capítulo 3.....	29
Enfriador solar híbrido compresión/absorción	29
3.1. Modelado del concentrador solar. Sistema de energía solar, SES.....	30
3.2. Modelado del motor Stirling. Sistema de motor térmico, TES	31
3.3. Modelado del sistema de refrigeración por compresión, CRS	31
3.4. Modelado del sistema de refrigeración por absorción, ARS	32
3.5. Modelado del sistema de espacio acondicionado, CCS.....	33
3.6. Simulación del enfriador híbrido compresión/absorción	34
Capítulo 4.....	37
Refrigeración por absorción adiabática con energía solar a baja temperatura	37
4.1. Modelado de refrigeración por absorción no adiabática con energía solar	38
4.2. Simulación de refrigeración por absorción simple efecto	41
4.3. Modelación de refrigeración por absorción adiabática.....	42
4.4. Simulación de refrigeración por absorción adiabática	43
4.5. Modelación de refrigeración por absorción adiabática con colector solar plano	45
4.6. Simulación de refrigeración por absorción adiabática con colector solar plano	47
Capítulo 5.....	51
Análisis de resultados	51
5.1. Enfriador híbrido compresión/absorción con energía solar	51
5.1.1. Enfriador híbrido	51
5.1.2. Concentrador solar para enfriador.....	56
5.2. Refrigeración por absorción no adiabática con energía solar	59
5.2.1. Influencia de la radiación solar.....	59
5.2.2. Influencia del coeficiente de la ecuación de Hottel Whillier Bliss	64
5.2.3. Influencia de la temperatura del generador	64
5.3. Refrigeración por absorción adiabática	65
5.3.1. Potencia térmica en el generador	65
5.3.2. Relación de circulación.....	66
5.3.3. Coeficiente de operación	67
5.4. Refrigeración por absorción adiabática con energía solar a baja temperatura	68
5.4.1. Calor útil del colector solar	68

5.4.2. Calor de enfriamiento del sistema global.....	69
5.4.3. Rendimiento del sistema global	70
Conclusiones.....	71
Trabajo futuro.....	73
Referencias	74
Productividad científica	85

Lista de figuras

Figura 1. 1. Máquina de refrigeración por absorción	5
Figura 1. 2. Esquema de un Intercambiador de coraza y tubos y esquema de un intercambiador de placa.	7
Figura 1. 3. Absorbedores descendentes de tubos verticales (a) y horizontales(b) [12].	9
Figura 1. 4. Absorbedor de burbujas [12].	10
Figura 1. 5. Esquema de un absorbedor de espray con boquilla de abanico. Esquema de un absorbedor de espray con boquilla de abanico [84].	10
Figura 1. 6. Diagrama de Dühring de las disoluciones H ₂ O – LiBr.	16
Figura 1. 7. Clasificación de sistemas de refrigeración solar más común [27]	17
Figura 1. 8. Sistema de refrigeración por absorción adiabático [34]	20
 Figura 2. 1. Sistemas de aire acondicionado por absorción solar [43].	 23
 Figura 3. 1. Diagrama esquemático del enfriador híbrido de compresión / absorción por motor Stirling y energía solar.	 30
 Figura 4. 1. Máquina de refrigeración por absorción no adiabática.	 40
Figura 4. 2. ciclo de refrigeración por absorción adiabático.	43
Figura 4. 3. Ciclo de refrigeración por absorción adiabático agua-bromuro de litio en el Diagrama de Dühring.	44
Figura 4. 4. Máquina de refrigeración por absorción adiabática solar a baja capacidad.	45
Figura 4. 5. Primera parte de la programación del colector solar plano.	48
Figura 4. 6. Segunda parte de la programación del ciclo adiabático utilizando agua-Bromuro de Litio. ...	49
Figura 4. 7. Tercera parte de la programación del adiabático utilizando Agua-Bromuro de Litio.	50
 Figura 5. 1 . Calor de enfriamiento y de suministro en el enfriador híbrido respect a la relación de operación de los sistemas de refrigeración, Xa.....	 52
Figura 5. 2. Relación de potencias del compresor y bomba de disolución respect a la relación de operación de los sistemas de refrigeración, Xa.....	53
Figura 5. 3. Relación de calor suministro y producido respecto a la relación de operación de los sistemas de refrigeración, Xa.....	54
Figura 5. 4. Potencia térmica (a), mecánica (b) y COP (c) de los sistemas de refrigeración respect a la temperature de condensación y evaporación.	56
Figura 5. 5. Área y diámetro del absorbedor del concentrador del solar respecto a la relación de concentración.	57
Figura 5. 6. Potencia térmica producida por el concentrador solar y por los sistemas de refrigeración/compression, respecto a la radiación solar.	58
Figura 5. 7. Eficiencia del concentrador solar respecto a la diferencia de temperature en el collector y la ambiente, entre la radiación solar a tres temperaturas del foco caliente.	58
Figura 5. 8. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	59

Figura 5. 9. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	60
Figura 5. 10. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	61
Figura 5. 11. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	61
Figura 5. 12. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	62
Figura 5. 13. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	63
Figura 5. 14. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	63
Figura 5. 15. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	64
Figura 5. 16. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.....	65
Figura 5.17. Calor del generador al respecto de la temperature del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y evaporador.	66
Figura 5.18. Relación de circulación al respecto a la temperatura del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y evaporador.....	67
Figura 5.19. Coeficiente de operación al respecto de la temperatura del generador, a diferentes temperature en el condensador y el evaporador.	68
Figura 5.20. Calor del generador al respecto de la temperature del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y evaporador.	69
Figura 5.21. calor de enfriamiento producido por el sistema de refrigeración por absorción, alimentado por un colector solar plano de baja temperatura	70
Figura 5.22. Coeficiente de operación del sistema de refrigeración por absorción adiabática, respecto a la temperatura de entrada del colector solar	70

Lista de tablas

Tabla 3. 1. Especificaciones del espacio acondicionado y del concentrador solar.	35
Tabla 3. 2 Parámetros variados en la simulación enfriador híbrido.	36
Tabla 4.1 Ciclo de refrigeración por absorción adiabático.....	41
Tabla 4.2 Cambios de parámetros.....	44

Nomenclatura

A	área (m^2), absorbedor
a	eficiencia óptica
b	coeficiente lineal de pérdida térmica
C	condensador, relación de concentración
c	coeficiente cuadrático de pérdida térmica
COP	coeficiente de operación
E	evaporador
f	relación de circulación
G	generador
h	entalpía, coeficiente de radiación
I	radiación solar (W/m^2)
$\dot{m}$	flujo másico (kg/s)
$\dot{Q}$	flujo de calor (W)
R	recuperador
T	temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
U	coeficiente global de transferencia
V	volumen específico (m^3/kg)
w	trabajo específico
$\dot{W}$	potencia (W)
X	concentración

Subíndices

$1,2,3...10$	posición en el sistema
a	absorbedor
ab	absorbedor solar (foco caliente)
amb	ambiente
app	disco parabólico
b	bomba (W_b)

<i>C</i>	colector solar plano, condensador
<i>cs</i>	solución concentrada
<i>ds</i>	solución diluida
<i>e</i>	evaporador
<i>ea</i>	sistema de absorción
<i>ec</i>	sistema de compresión
<i>g</i>	generador
<i>H</i>	foco caliente del concentrador solar
<i>HE</i>	recuperador
<i>HS</i>	motor Stirling lado de alta temperatura
<i>HL</i>	motor Stirling lado de baja temperatura
<i>I</i>	interior
<i>Inf</i>	infiltración
<i>Ls</i>	deposito frio
<i>misc</i>	misceláneos
<i>o</i>	ambiente
<i>p</i>	bomba
<i>r</i>	refrigerante
<i>re</i>	recuperador
<i>rc</i>	compresión de refrigerante
<i>s</i>	motor Stirling
<i>SE</i>	subenfriador
<i>t</i>	espacio acondicionado
<i>u</i>	útil
<i>w</i>	trabajo específico

Símbolos griegos

ε	factor de emisividad del colector
η_o	<i>eficiencia óptica del concentrador</i>

H	eficiencia (%)
σ	constante de Stefan Boltzmann

Introducción

Debido principalmente a que los combustibles fósiles se están agotando, que el cambio climático puede ser provocado por el ser humano y que las emisiones de bióxido de carbono cada vez son mayores en gran parte del mundo. Muchos países están poniendo especial interés en la investigación de nuevas fuentes de energía, así como de técnicas que puedan aprovechar mejor los recursos energéticos. En este sentido, nuevas fuentes de energías renovables como la energía solar están siendo investigadas. De la misma manera, diversas técnicas para el mejor aprovechamiento de los recursos energéticos, están siendo cada vez mejor investigadas. Los enfriadores solares, mediante sistemas de refrigeración por absorción, están siendo cada vez más estudiados, como lo muestran [1,2,3].

Los sistemas de refrigeración que utilizan la energía solar tienen un gran potencial para reducir el consumo de energía primaria entre 40% y 50% [4,5]. En los últimos años, se ha visto una gran variedad de combinaciones de tecnologías solares y de refrigeración, como lo muestran en [6]. Los autores, muestran que los sistemas de simple efecto, efecto mitad y doble efecto de las bombas de calor de absorción, integradas con sistemas solares pueden ser una alternativa atractiva en los sistemas de enfriamiento. Esto debido a que, satisfacen la demanda de energía y la conservación y protección del medio ambiente. [7, 8], muestran el modelo termodinámico de un nuevo sistema de refrigeración solar híbrido para la evaluación de la potencia y el rendimiento del sistema híbrido a diferentes capacidades de enfriamiento del subsistema de absorción.

Objetivo general

Evaluar el aprovechamiento de la energía solar utilizando un concentrador solar parabólico acoplado a un motor Stirling y colectores solares planos para producir enfriamiento de espacios mediante sistemas de refrigeración por absorción diabática.

Objetivos específicos

- Evaluar la potencia térmica intercambiada y el rendimiento de sistemas de refrigeración por absorción simple efecto.
- Evaluar sistemas de enfriamiento de espacios utilizando energía solar.
- Evaluar sistemas de refrigeración por absorción adiabática utilizando energía solar.
- Evaluar diferentes parámetros de rendimiento de los sistemas de refrigeración, como relación de circulación y coeficiente de rendimiento.

Contenido de la tesis

El contenido de la tesis es como sigue: En el Capítulo 1 se describe el sistema de refrigeración por absorción no adiabático y sistemas de enfriamiento solar por absorción, refrigeración por absorción adiabática por concluir se presenta una propuesta de estudio. En el capítulo 2 aparece la revisión bibliográfica relacionada al tema de investigación, enfriamiento solar, sistemas de enfriamiento híbrido, refrigeración por absorción adiabática y absorción adiabática para aire acondicionado. En el capítulo 3 se presenta la realización del modelado y simulación de enfriador híbrido con energía solar a baja temperatura, modelado del concentrador solar, del motor Stirling, del sistema de refrigeración por compresión, de refrigeración por absorción, del espacio acondicionado. En el capítulo 4 se describe el modelado y la simulación de refrigeración por absorción adiabática acoplada con energía solar a baja capacidad. En el Capítulo 5 se presenta el análisis de los resultados.

Aportaciones principales

Durante el desarrollo de esta tesis se han alcanzado las siguientes aportaciones:

- Evaluación de sistemas de enfriamiento solar
- Evaluación de sistemas de enfriamiento híbrido compresión/absorción
- Evaluación de sistemas de refrigeración por absorción adiabática
- Evaluación de sistemas de refrigeración por absorción adiabática con energía solar a baja temperatura
- Novedoso sistema híbrido compresión /absorción utilizando concentrador solar de disco parabólico acoplado con un motor Stirling.

Capítulo 1

Antecedentes

El uso de sistemas de refrigeración operando con calor puede ayudar a reducir los problemas relacionados con el medio ambiente, como el efecto invernadero, reduciendo así las emisiones de CO₂ procedentes de la combustión de combustibles fósiles en centrales eléctricas de servicio públicos [9]. La energía solar puede proporcionar calefacción, refrigeración, agua caliente e incluso la electricidad y la iluminación de los edificios [10].

La refrigeración solar tomó un gran valor de interés científico en la década de 1970, cuando el mundo ha empezado a sufrir de la crisis del petróleo, que había sido iniciada por miembros de la Organización de Países Exportadores de Petróleo (OPEP). En esa década, el aumento de la conciencia ambiental y la comprensión de los efectos de las emisiones de los clorofluorocarburos (CFC) en la capa de ozono, llevaron a los acuerdos internacionales que condujeron a la prohibición de los CFC's y el establecimiento de plazos para la eliminación de los HCFC's. A pesar de que los nuevos refrigerantes, es decir, los hidrofluorocarburos (HFC), se han desarrollado con un menor potencial de agotamiento del ozono, este tipo de refrigerante siempre tienen un alto potencial de calentamiento global (índice GWP, por sus siglas en inglés: Global Warming Potential) y contribuyen de manera significativa a las emisiones de gases de efecto invernadero, tanto directamente a través de las fugas de refrigerante y de forma indirecta a través de las emisiones de las centrales que los manejan [11].

1.1. Sistemas de refrigeración por absorción simple efecto

Los sistemas de refrigeración por absorción operan con un par de fluidos y cuatro componentes que intercambian calor con el exterior que son: generador, absorbedor, condensador y evaporador. Además, estos sistemas cuentan con dos válvulas de expansión, una de líquido de solución y una de expansión de líquido refrigerante y una bomba de disolución. En la figura 1.1, se muestra este sistema de refrigeración. El sistema de refrigeración por absorción simple efecto funciona de la forma siguiente: En el Proceso 1-2: El vapor del refrigerante se lleva al condensador donde cambia a estado líquido a la temperatura de condensación (T_c), y se libera calor ($\dot{Q}_c$).

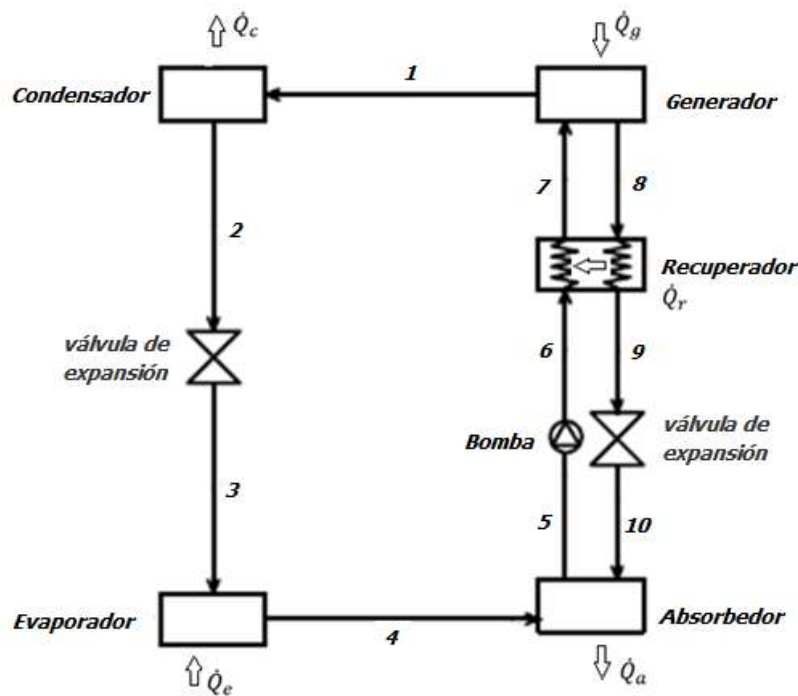


Figura 1. 1. Máquina de refrigeración por absorción

El refrigerante pasa a través de la válvula de expansión (Proceso 2-3), en este paso hay un cambio de estado llamado proceso isoentálpico en el cual se hace reducir la presión evaporándose parcialmente y reduciendo la temperatura hasta la de evaporación (T_e). En estas condiciones el refrigerante llega al evaporador (proceso 3-4) donde recibe el calor local ($\dot{Q}_e$) que provoca su total evaporación a la temperatura T_e . En estado de vapor saturado el refrigerante accede al absorbedor (Proceso 4-5-10), donde se pone en contacto con la disolución concentrada

procedente del generador, que absorbe el vapor y lo transforma en estado líquido (calor condensación), al mismo tiempo que diluye la disolución en bromuro de litio (calor de dilución). El calor de la absorción, que es la suma del calor de condensación más el calor de dilución se transfiere al exterior a la temperatura T_{abs} .

Un absorbedor es un intercambiador de masa en forma de tanque en el cual se mezclan dos sustancias, el vapor de refrigerante y la disolución concentrada (también llamada disolución rica en absorbente) para formar la disolución diluida (o solución pobre). La bomba toma esta disolución del absorbedor y eleva la presión hasta el generador (Proceso 6-7).

En el generador se transfiere calor $\dot{Q}_g$ por medio del cual la disolución alcanza la temperatura de ebullición separándose vapor refrigerante. La disolución restante rica en absorbente cierra el ciclo retornando al absorbedor, mientras que el refrigerante lo hace a través del condensador y el evaporador.

1.1.1. Descripción de los componentes

Los componentes que se requieren para que se lleve a cabo el ciclo de refrigeración por absorción son el generador, el condensador, la válvula de expansión, el evaporador, el absorbedor y una bomba de disolución. A continuación, se describen cada uno de los componentes principales de los equipos de refrigeración por absorción.

Generador

Una pieza clave de los equipos de refrigeración por absorción es el generador, pues, es en este dispositivo donde se produce el refrigerante en forma de vapor a alta presión con el que trabajará el sistema. Además, dentro del generador se aprovecha la energía calorífica de suministro para la generación del vapor refrigerante a una elevada presión.

El generador, al igual que el evaporador y el condensador, es un intercambiador de calor, cuya función es aprovechar el calor que se le suministra para hacer que el par de trabajo se caliente y se separe gracias a la diferencia en los puntos de ebullición de cada componente de la mezcla.

El generador puede ser un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos o bien puede ser de placas. La figura 1.2 muestra una imagen de cada uno de los intercambiadores de calor que pueden servir como generadores en un SRA. Del lado izquierdo se aprecia el intercambiador de coraza y tubos, en este caso se trata de un paso en la coraza y un paso en los tubos. Del lado derecho se aprecia la fotografía de intercambiadores de calor de placas.

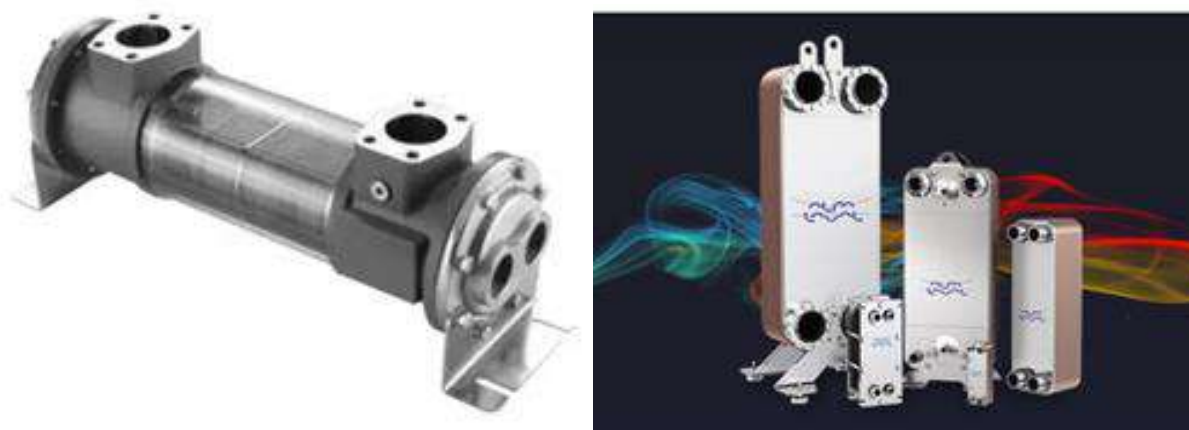


Figura 1. 2. Esquema de un Intercambiador de coraza y tubos y esquema de un intercambiador de placa.

Con el calor del generador, el refrigerante comenzará a evaporarse mientras que el absorbente únicamente elevará su temperatura. De esta forma en el generador se obtendrá refrigerante en forma de vapor a alta presión.

Para toda máquina de refrigeración por absorción el generador deberá cumplir algunos requisitos como son: la capacidad de transferir el calor suministrado hacia el par de trabajo de una manera eficiente; deberá ser posible disponer por separado y de manera natural del refrigerante en forma de vapor a alta presión y de la solución pobre en refrigerante; además de soportar las condiciones de presión, temperatura y corrosión a las que se someterá.

Resulta importante mencionar que a pesar de que no existe una norma que estandarice el uso de los términos: solución rica, fuerte o concentrada y de los términos: solución pobre, débil o diluida; en el presente trabajo para evitar confusiones se entenderá que estas palabras se

refieren a la cantidad de absorbente que contiene la mezcla, así por ejemplo en la solución agua-bromuro de litio la palabra concentrada se refiere a que la mezcla tiene un mayor grado de concentración en bromuro de litio.

Absorbedor

El absorbedor es el componente en el que se lleva a cabo el proceso de absorción del refrigerante por el absorbente y pueden existir distintos tipos de absorbedores dependiendo de cada máquina de refrigeración.

Según el tipo de absorción, pueden darse tres principales casos y cada uno tendrá un absorbedor diferente, el primer tipo es aquel en el que se tiene vapor continuo-solución continua, el segundo es de vapor discontinuo-solución continua y el último es con vapor continuo-solución discontinua [33].

Absorbedor de película descendente

Para el caso en el que se tienen vapor y solución continuos, el absorbedor que se emplea es del tipo película descendente. Existen absorbedores de película descendente de dos distintas configuraciones, de tubos horizontales y de tubos verticales.

La figura 1.4(a) muestra ambos tipos de absorbedores de película descendente, del lado izquierdo se aprecia el esquema de un absorbedor de tubos verticales y del lado derecho uno de tubos horizontales. Para el de tubos verticales la solución escurre por la superficie interior de los tubos (generalmente con aletas) y absorbe parte del vapor que se encuentra en el centro del tubo; este tipo de absorbedor es enfriado por aire en la mayoría de los casos.

En el caso de tubos horizontales, como se observa en la figura 1.4(b), se hace circular agua helada por los tubos para enfriar lo más que se pueda la solución y que la absorción sea más favorable mientras que la solución rica en absorbente forma una película en el exterior de los tubos y absorbe el vapor que la rodea; sin embargo eso involucra que este tipo de absorbedores requieran de otros componentes que suministren el agua helada al sistema, además de que este

tipo de equipos requiere de una mayor superficie para la misma razón de absorción que los de espray por ejemplo.

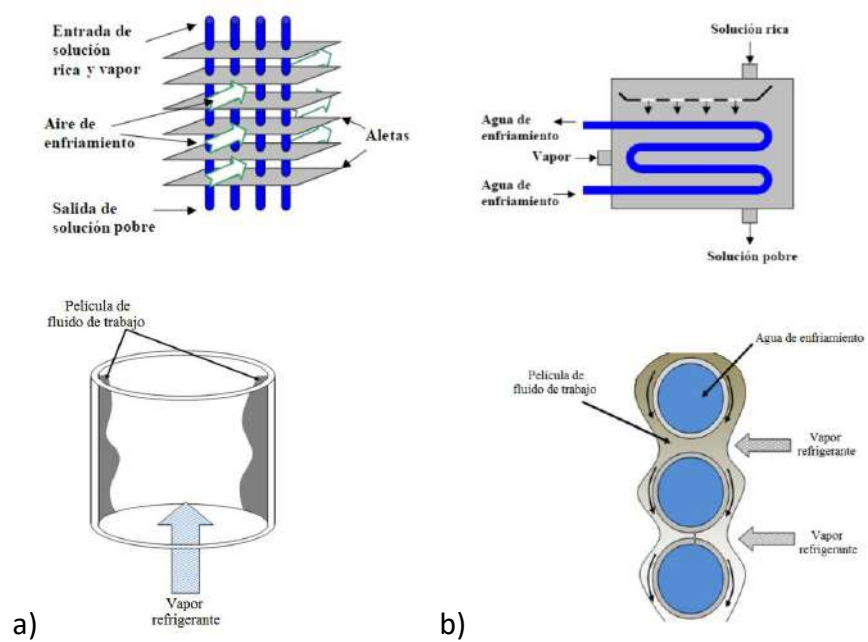


Figura 1. 3. Absorbedores descendentes de tubos verticales (a) y horizontales(b) [12].

Absorbedor de burbujas

Los absorbedores de burbujas nos dan una configuración de solución continua-vapor discontinuo. Este tipo de absorbedores consta de un tubo por donde fluye la solución fuerte, el cual tiene un orificio por donde se inyectan burbujas de refrigerante en forma de vapor. Como puede apreciarse en la figura 1.5, los absorbedores de burbujas son más sencillos que los de película descendente, además las paredes del tubo sirven para disipar el calor generado por la absorción. Una de las particularidades de este tipo de absorbedores es que se crean tres regiones según la forma en la que se inyecta el vapor, que son la zona agitada, la de tapones y la de burbujas.

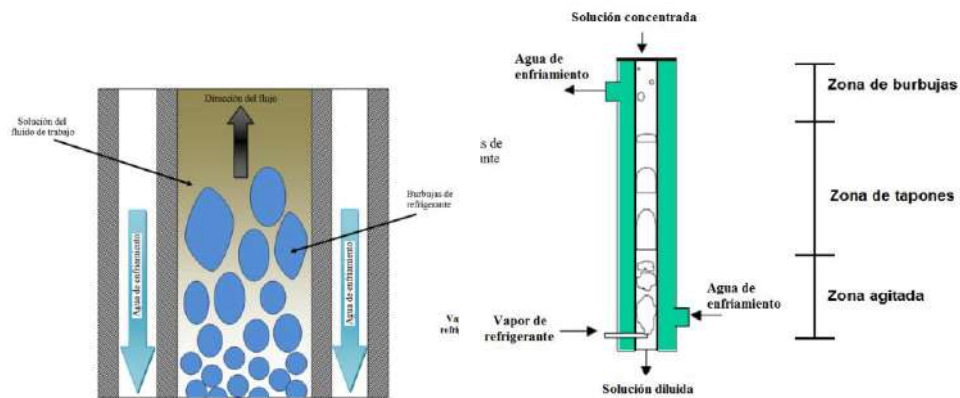


Figura 1. 4. Absorbedor de burbujas [12].

Absorbedor de spary

El tercer tipo de absorbedores es el de espray, el cual cuenta con una configuración de vapor continuo-solución discontinua. Este tipo de absorbedores es inverso al de burbujas pues físicamente es una recámara hermética llena de vapor de refrigerante con una boquilla en la parte superior que inyecta en forma de nube de pequeñas gotas la solución fuerte aumentando así el área de contacto entre la solución y el vapor.

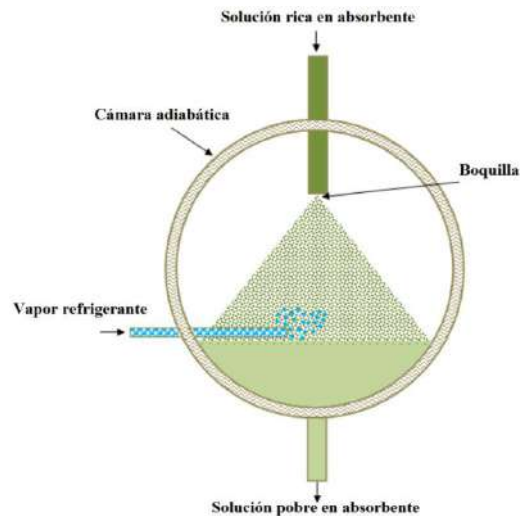


Figura 1. 5. Esquema de un absorbedor de espray con boquilla de abanico. Esquema de un absorbedor de espray con boquilla de abanico [84].

La figura 1.5 ilustra como luce un absorbedor de espray, como puede apreciarse el área de contacto es mayor pues es la suma de la periferia de cada gota de solución, por lo que es un absorbedor muy eficiente, además tiene la característica de ser un absorbedor adiabático ya que no permite una transferencia de calor, así que en el ciclo de refrigeración por absorción adiabático el calor es liberado en otro componente de la máquina.

Bomba de solución

Uno de los componentes más importantes de los sistemas de refrigeración por absorción es la bomba, pues se requiere mover la solución desde el absorbedor hasta el generador para que la mezcla fluya de manera continua. La función de la bomba es llevar la solución diluida desde el absorbedor hasta al generador. Es importante mencionar que la potencia de la bomba requerida en una máquina de refrigeración por absorción es mucho menor que la potencia de un compresor mecánico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para la misma capacidad de refrigeración.

Recuperador de calor

Los sistemas de refrigeración por absorción necesitan de un recuperador de calor que permita transferir calor desde la solución concentrada en absorbente hacia la solución diluida. Con este recuperador de calor se logran dos objetivos importantes, primero se consigue disminuir la temperatura de la solución fuerte y al mismo tiempo se eleva la temperatura de la solución débil. El recuperador de calor es útil pues al bajar la temperatura de la solución rica se consigue una mejor capacidad de absorción, además al aumentar la temperatura de la solución pobre se logra disminuir la cantidad de energía necesaria para evaporar el refrigerante dentro del generador. Los recuperadores de calor suelen ser frecuentes en las máquinas de refrigeración por absorción, ya que con ellos se puede incrementar el rendimiento del sistema al aprovechar el calor del mismo ciclo en lugar de disiparlo al medio ambiente.

Evaporador

En los sistemas de refrigeración, es en el evaporador donde se presenta el efecto refrigerante, tanto en los sistemas termo-mecánicos como en los que son por absorción, el evaporador es un intercambiador de calor en donde se produce una transferencia de energía térmica desde el medio que se desea enfriar hacia el refrigerante que circula dentro de éste.

Como su nombre lo indica, en el evaporador ocurre un cambio de fase del refrigerante, pasando del estado líquido al gaseoso, convirtiéndose en vapor gracias a la energía que ha tomado del medio a refrigerar; el refrigerante quita calor sensible y por lo tanto la temperatura desciende.

En los sistemas de refrigeración es dentro de evaporador donde se “enfrian” las cosas, dicho de otro modo, es en donde se quita calor sensible a lo que se desea conservar.

Condensador

Un condensador es un dispositivo dentro del cual se lleva a cabo el cambio de fase de vapor a líquido saturado, en los sistemas de refrigeración, es dentro del condensador donde el refrigerante cambia de fase y se vuelve líquido, cediendo el calor que ha ganado a través de todo el ciclo hacia el medio ambiente. Por lo general en equipos de refrigeración doméstica los condensadores son de tubos alertados y enfriados por aire a contra flujo. Para equipos de grandes capacidades puede no ser suficiente el aire para enfriar el condensador, así que los intercambiadores de calor utilizados como condensadores por maquinas frigoríficas de grandes capacidades pueden ser de placas y enfriados por agua.

Válvula de expansión de refrigerante

Al igual que en los sistemas de refrigeración convencionales, las máquinas de refrigeración por absorción también requieren de válvulas de expansión que generen un cambio súbito de presión en el refrigerante. Una válvula de expansión en su forma más simple es un tubo capilar en donde al fluir el refrigerante en estado líquido disminuye su presión de manera drástica causando que comience a evaporarse.

Los sistemas de refrigeración por absorción requieren de al menos dos válvulas de expansión, la primera corresponde a la válvula del circuito refrigerante, la cual se encuentra entre el

condensador y el evaporador. Su función es bajar la presión del líquido refrigerante de tal forma que en el evaporador ingrese una mezcla bifásica líquido-vapor a baja presión.

La segunda válvula de expansión que se requiere en los equipos de refrigeración por absorción es la del circuito de la solución rica en absorbente, la cual se encuentra antes del absorbedor y tienen la finalidad de bajar la presión de la solución fuerte.

1.1.2. Fluidos de trabajo

Para refrigeración

En el área de las máquinas de absorción el fluido térmico es una mezcla multicomponente, siendo uno de los componentes el refrigerante y el otro el absorbente. El flujo bifásico en mezclas está presente en el generador y en el absorbedor de estas máquinas. Los dos pares refrigerantes/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Algunas soluciones usadas en los sistemas de refrigeración por absorción podrían tener un comportamiento diferente, principalmente porque solo un componente hierve en el interior del generador. La diferencia de temperaturas entre el punto de rocío y el punto de burbujas es conocida como deslizamiento (glide) de temperatura. En los sistemas de refrigeración, este deslizamiento de temperatura puede variar entre 2 y 20 K dependiendo del tipo de mezclas. En el caso de mezclas utilizadas en sistemas de absorción, los puntos de ebullición a presión atmosférica de la sal (1146 K para el nitrato de litio y 1538 K para el bromuro de litio) y del refrigerante (240 K para el amoníaco y 373 K para el agua), podrían diferir más de 900 K [13].

Amoníaco-agua

El amoníaco es usado en los sistemas de refrigeración por absorción desde que Ferdinand Carré en 1859 patentó la máquina de absorción. La solución amoníaco agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) ha sido ampliamente utilizada para fines de enfriar y calentar. Ambos fluidos (Refrigerante) y (absorbente) son muy estables para una amplia gama de temperaturas de operación y presión.

El amoníaco tiene un alto calor latente de vaporización, el cual es necesario para el funcionamiento eficiente del sistema. Puede ser utilizado para aplicaciones de baja temperatura, puesto que el punto de congelación de NH_3 es de $-70^{\circ}C$ a una presión por debajo 0.1 bar.

Dado que tanto el NH_3 como el agua son volátiles, el ciclo requiere de un rectificador para retirar el agua que normalmente se evapora junto con el NH_3 . Sin un rectificador el agua se acumula en el evaporador y contrarresta el rendimiento del sistema. Hay otras desventajas tales como su alta presión, toxicidad a altas concentraciones y la acción corrosiva al cobre y aleaciones de cobre. Las perspectivas de los sistemas de refrigeración que utilizan amoníaco han sido presentadas en un estudio donde los autores [14],[15] nombraron las características del amoníaco.

Amoníaco-nitrato de litio $NH_3 - LiNO_3$

El nitrato de litio es una sal inorgánica incolora que tiene gran afinidad por la humedad. Esta sal al mezclarse con el amoníaco forma la disolución amoníaco-nitrato de litio, la cual ha sido estudiada desde mediados del siglo pasado como fluido de trabajo para los sistemas de refrigeración por absorción. La disolución amoníaco-nitrato de litio ha sido usada en sistemas de refrigeración por absorción para bajas temperaturas, en donde el autor muestra que a temperaturas de evaporación superiores a $-30^{\circ}C$ estas máquinas son competitivas económicamente con las máquinas amoníaco-agua. Además, el autor muestra que usando esta disolución las máquinas no necesitan un rectificador a la salida del generador, como es el caso de los sistemas de amoníaco-agua [16].

Una mezcla binaria, utilizando $NH_3 - LiNO_3$ puede ser un fluido de trabajo exitoso para un sistema de refrigeración por absorción [17],[18]. Sin embargo, con una alta concentración y temperatura, la solución es propensa a la cristalización. Se encontró que la adición de agua, como una mezcla ternaria como $NH_3 - LiNO_3 + H_2O$ puede mejorar las propiedades térmicas para aplicaciones en sistemas de absorción [19,20].

Para aire acondicionado

El Bromuro de Litio es una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del $LiBr$ se encuentra en $535^{\circ}C$ y el punto de ebullición del orden de $220^{\circ}C$, siendo su presión de

vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad. Las disoluciones en las que el agua es el medio de disolución se llaman disoluciones acuosas. El componente de la disolución que está en mayor cantidad es el disolvente; los demás componentes se llaman solutos. Cualquier sustancia cuya disolución acuosa contiene iones se denomina electrólito. Cualquier sustancia que forma una disolución que no contiene iones es un no electrólito.

Las disoluciones de bromuro de litio son conocidas desde las primeras décadas del siglo XX. Incursionó su aplicación en el aire acondicionado por absorción hasta la década de los 50. En 1970 se comenzó a utilizar como fluido de trabajo en el ciclo de absorción de doble efecto. Se ha elegido el par $H_2O - LiBr$ porque presenta varias ventajas frente al $NH_3 - H_2O$:

- > NH_3 por su carácter tóxico necesita utilizar sistemas indirectos.
- > El ciclo de $H_2O - LiBr$ tiene un coeficiente de operación mayor que el de $NH_3 - H_2O$.
- > No necesita torre de destilación (el $LiBr$ no se evapora en las condiciones de trabajo por su elevado punto de fusión y ebullición).

Las propiedades físicas más importantes involucradas en el ciclo de absorción son la conductividad térmica, el calor específico, la densidad, la viscosidad cinemática y la tensión superficial. Entre las propiedades termodinámicas se encuentran la presión de vapor, la entalpía, la entropía, etc.

En la figura 1.2 se muestra el diagrama PTX, también llamado diagrama de Dühring, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución con el refrigerante para la disolución de $H_2O - LiBr$. Se denomina así porque ha sido diseñado utilizando la llamada regla de Dühring, la cual dice que si el punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una línea recta.

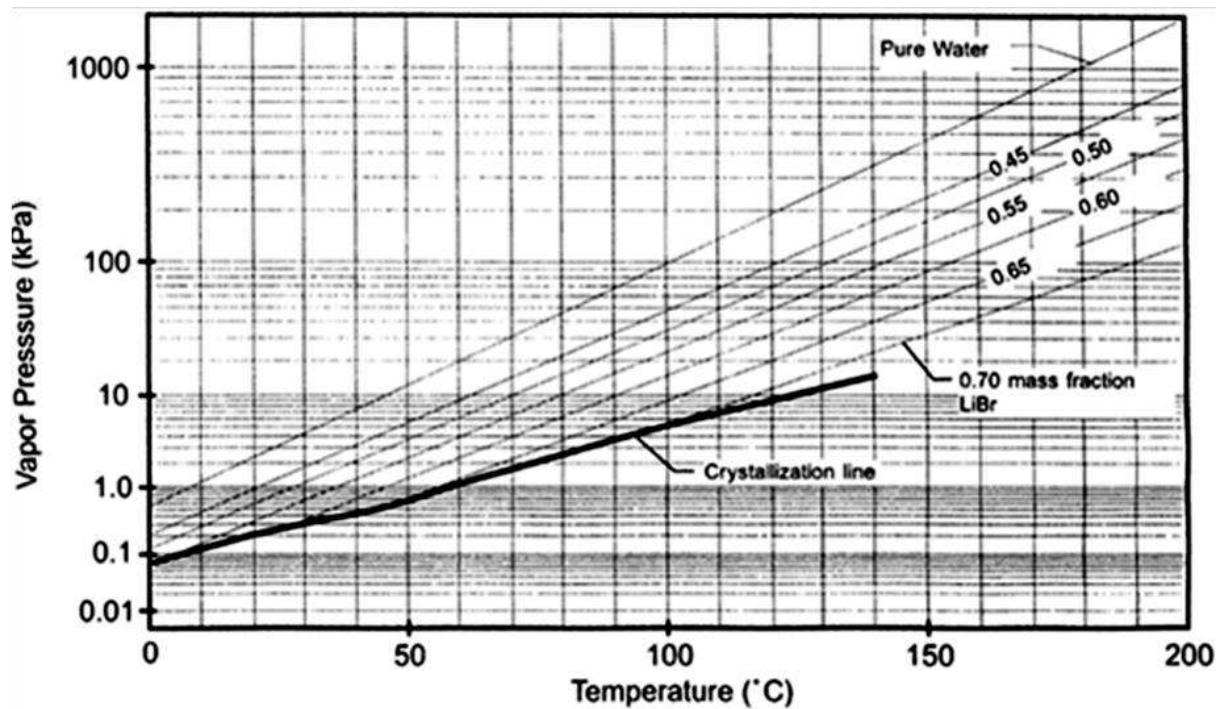


Figura 1. 6. Diagrama de Dühring de las disoluciones H₂O – LiBr..

1.1.3. Configuraciones de los sistemas de refrigeración por absorción

Simple efecto

El sistema de refrigeración por absorción de simple efecto utiliza un solo generador, opera de esta manera donde el ciclo comienza en el absorbedor. El absorbedor recibe el vapor refrigerante y crea una mezcla rica. La bomba envía esta mezcla al generador o la zona de alta presión. En el generador, el refrigerante se separa del absorbente por el calor proporcionado según la fuente de alimentación considerado. Usando una válvula de alivio de presión de la solución débil luego vuelve al absorbedor. El sistema muestra un mejor rendimiento con absorbentes no volátiles como Agua Bromuro de Litio. En caso de uso un par de fluidos de trabajo que es volátil como amoníaco agua, luego se debe usar un rectificador adicional antes del condensador para proporcionar refrigerante puro [24].

Efecto mitad

La característica principal del ciclo de absorción de medio efecto es la capacidad de funcionamiento a temperaturas más bajas en comparación con otros. El nombre "medio efecto" surge del COP, que es casi la mitad el del ciclo de efecto único [25].

Doble efecto

La tecnología de enfriamiento por absorción de doble efecto se lanzó en 1956 para desarrollar el rendimiento del sistema con una fuente de calor a temperaturas más altas [26]. Este sistema tiene una configuración de dos generadores donde el ciclo comienza con el generador I que proporciona calor al generador II, El ciclo completo sigue tres diferentes niveles de presión: alta, media y baja [24]. En los resultados de análisis los autores concluyeron que el COP de un sistema de doble efecto es casi el doble que el del sistema de absorción de efecto simple.

1.2. Sistemas de enfriamiento solar por absorción

La clasificación de sistemas de refrigeración solar más común se presenta en el siguiente diagrama publicado por Zeyghami 2015 [27] donde se explica detalladamente como se divide el sistema de enfriamiento solar.

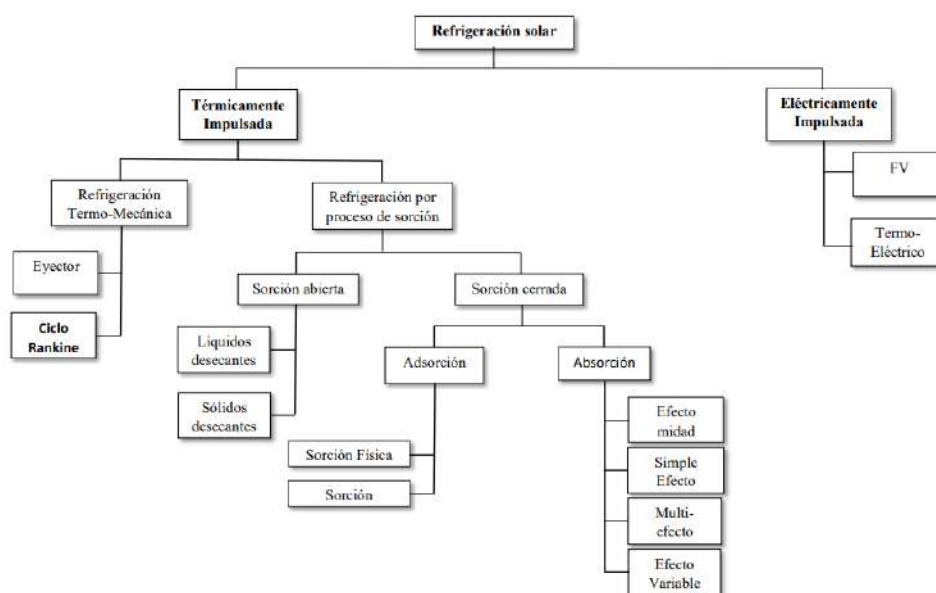


Figura 1. 7. Clasificación de sistemas de refrigeración solar más común [27]

1.2.1. Enfriador solar para refrigeración

El objetivo de un sistema de refrigeración solar es utilizar la energía solar como fuentes de alimentación para el acondicionamiento útil de un espacio. Se considera ampliamente que es una alternativa sostenible y ecológica a los sistemas de aire acondicionado convencional, como tal, ha aumentado el interés en el aire acondicionado solar [27]. La tecnología de enfriamiento por absorción se ha utilizado ampliamente para aplicaciones de aire acondicionado, especialmente en edificios a gran escala. El principio de funcionamiento de un ciclo de absorción es similar al de un vapor, ciclo de compresión con dos diferencias importantes. La primera diferencia es que los enfriadores mecánicos por compresión de vapor accionados eléctricamente, el ciclo de absorción es un sistema térmico impulsado por calor con poca de energía mecánica para las bombas de líquido [28]. La segunda diferencia es la existencia de un fluido secundario además del refrigerante de trabajo, que se conoce como absorbente.

1.2.2 Enfriador solar para aire acondicionado

La energía solar se puede utilizar para producir enfriamiento a través de procesos impulsados por electricidad o térmicamente [29]. Los sistemas de enfriamiento de aire convencionales en todo el mundo están dominados por máquinas de ciclo de compresión de vapor, que tienen alto consumo de electricidad y contribuyen a altas cargas pico durante las estaciones cálidas [30].

1.2.2 Enfriadores híbridos

Compresión-fotovoltaico

Una clasificación de diferentes tecnologías de enfriamiento solar más común de refrigeración impulsada por electricidad es el ciclo de compresión de vapor que se alimenta por un sistema fotovoltaico [31]. El enfriamiento solar es relativamente simple, requiere poco mantenimiento y es más adecuado para aplicaciones pequeñas.

Compresión-ciclo Rankine

En las últimas décadas han desarrollados trabajos de investigación respecto al tema compresión-ciclo Rankine donde se presentan éxitos proyectos relacionados con los sistemas combinados de ciclo de Rankine orgánico y ciclo de compresión de vapor para enfriamiento. Según el número de los fluidos de trabajo, hay dos sistemas combinados de ciclo de Rankine orgánico y ciclo de compresión de vapor para enfriamiento diferentes, que son de fluido único y de fluido doble [32]

Compresión-Absorción

El consumo de energía de los equipos de refrigeración y aire acondicionado es enorme (1). El sistema de refrigeración más utilizado es el sistema de refrigeración por compresión de vapor. En este sistema, el compresor es una pieza de alto consumo de energía, que se utiliza para aumentar la presión de refrigerantes. El consumo de energía en el proceso de enfriamiento genera mucha emisión de CO₂, que provocan el efecto invernadero y el aumento de la temperatura global (2). En la actualidad, los sistemas alternativos que utilizan otras formas de energía han propuesto. Tecnología de enfriador híbrido compresión/absorción utilizado energías renovables [52]

1.3. Sistemas de refrigeración por absorción adiabática

Un sistema de refrigeración por absorción se diferencia por medio del proceso de vapor refrigerante que lleva desde el evaporador absorbido por la disolución concentrada que llega desde el generador, pasa por el subenfriador en lo cual se cede calor al medio ambiente. Como el proceso es exotérmico, el calor liberado debe ser extraído para que el proceso sea efectivo.

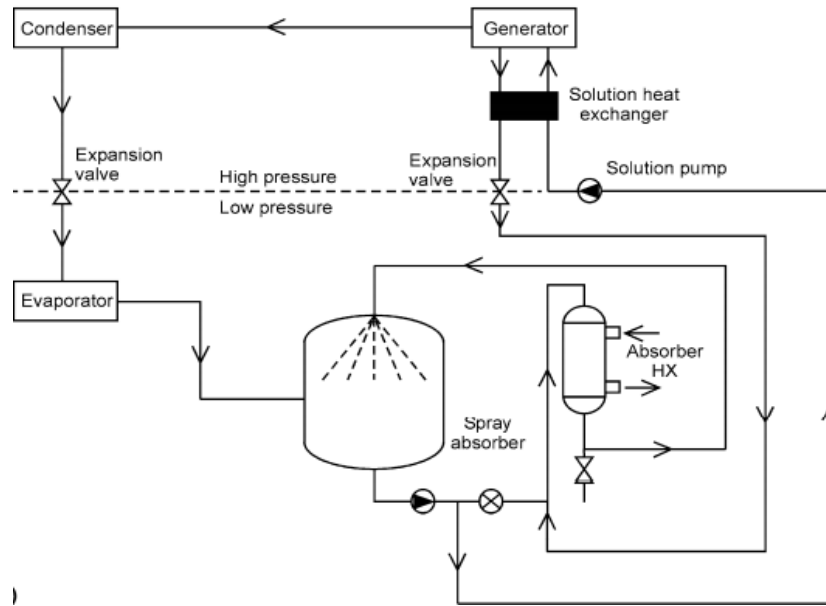


Figura 1. 8. Sistema de refrigeración por absorción adiabático [34]

1.3.1. Componentes

La absorción adiabática es una alternativa a los diseños convencionales de los absorbentes no adiabáticos, el método de la absorción convencional que utilizan en las máquinas de absorción adiabática comerciales actuales utilizados agua y sales como fluidos de trabajo, generalmente llamado absorción de película descendente. El calor de absorción se evacua a través de la pared. En el segundo método, se inyectan burbujas de vapor en la solución [35], circulando en contracorriente a través de un canal específico. Las paredes del canal Permitir evacuar el calor de absorción. El último método consiste en dispersar la solución dentro de una cámara llena de refrigerante vapor. Aquí el calor de absorción no se evacua de la cámara. El absorbente se conoce como adiabático, porque el calor no es extraído de la solución al mismo tiempo que ocurre el proceso de transferencia de masa [36,37,38].

1.4. Propuesta de estudio

En el presente proyecto, se planteó un Modelado y simulación de un enfriador híbrido motor Stirling compresión/absorción alimentada por un concentrador solar a baja temperatura.

Modelado y simulación de refrigeración por absorción adiabática. Absorción adiabática con energía solar a baja temperatura utilizando colectores solares planos.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

Los sistemas de absorción accionados por energía solar son cada vez más tractores y comunes en la industria del aire acondicionado. Sin embargo, la cuestión de la intermitencia de la energía solar sigue siendo una preocupación fundamental en aplicaciones reales. Por lo tanto, el almacenamiento de energía es inevitable para cubrir la demanda de energía y la brecha de intermitencia. Entre las opciones de almacenamiento de energía térmica existentes, el almacenamiento de calor sensible es el más ampliamente adoptado en las aplicaciones de energía solar térmica. El interés de investigación sobre el almacenamiento de energía de absorción está aumentando recientemente debido a la baja pérdida de calor y la capacidad de almacenamiento de alta energía [40].

2.1. Enfriamiento solar

2.1.1. Sistemas de refrigeración por absorción solar

La evolución de las máquinas por absorción solar cada vez más tiene y toma un valor de grado mayor por la causa del cambio climático, se habla de una investigación en la cual su enfoque se centra en sistemas de refrigeración por absorción solar, sistemas por absorción por difusión, sistemas por absorción por eyector, sistemas por absorción por compresión y cogeneración /

regeneración en sistemas por absorción [41]. Otros Autores Presentaron el diseño y análisis de un sistema de refrigeración por absorción solar modificado para incrementar su coeficiente de rendimiento COP [42].

2.1.2. Sistemas de aire acondicionado por absorción solar

La tecnología de enfriamiento por absorción ha sido ampliamente utilizada para aplicaciones de aire acondicionado, especialmente en edificios de gran escala [43]. Un sistema convencional de enfriamiento por absorción solar. Para fines de aire acondicionado, se puede utilizar un enfriador de absorción de agua bromuro de litio de simple efecto con una temperatura de conducción aproximadamente 80–100 °C con colector solar no concentrador [44,45,46].

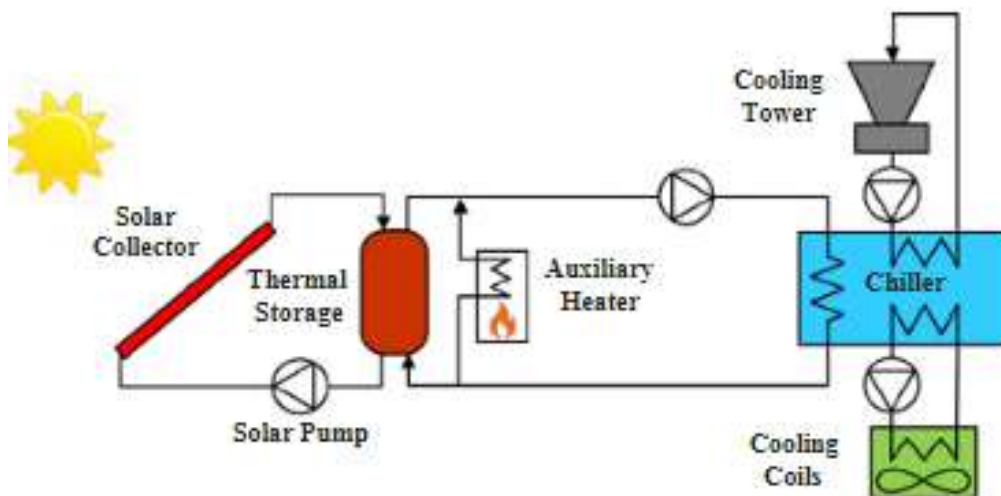


Figura 2. 1. Sistemas de aire acondicionado por absorción solar [43].

Se desarrolló un sistema de enfriamiento por absorción solar con una capacidad de 5kW de enfriamiento que funciona con la mezcla de amoníaco - nitrato de litio. El calor se suministró al sistema de refrigeración por medio de un campo de colectores solar. El agua enfriada producida por el sistema de absorción se utilizó para proporcionar aire acondicionado. La temperatura más baja alcanzada por el sistema es de 7 °C con un COP variando de 0.28 a 0.48 y una temperatura exterior de 37 °C. La planta piloto consiste principalmente el campo de los colectores solar, un sistema de absorción, un tanque de almacenamiento de agua caliente, una torre de enfriamiento,

un tanque de expansión de agua caliente, un manipulador de aire y bombas. Se concluyeron que, de acuerdo con la revisión de la literatura, esta es la primera vez que se notifica el rendimiento de una planta piloto de enfriamiento solar que funciona con la mezcla de amoníaco - nitrato de litio. Además, se consideran que los coeficientes de rendimiento alcanzados son razonablemente buenos para una planta piloto que aún no se ha optimizado y que funciona a temperaturas exteriores tan altas [47].

2.2. Sistemas de enfriamiento híbrido

2.2.1. sistemas de compresión híbridos

Hace poco tiempo se han encontrado estudios de sistemas de enfriamiento híbrido por compresión/absorción [48]. Sin embargo, tales sistemas siguen utilizando energía eléctrica producida principalmente por combustibles fósiles. Hoy en día se han realizado estudios de motor Stirling para producir electricidad y alimentar un sistema de compresión [49]. También se han encontrado trabajos de sistemas de refrigeración por absorción alimentados con concentrador solar [50]. Sin embargo, en todos los sistemas es operado casos cada por separado o en su caso sólo 3 sistemas en conjunto y/o para grandes capacidades [51]. Recientemente se han estudiado teóricamente la operación un sistema de aire acondicionado híbrido que utiliza un sistema de refrigeración por compresión y uno de absorción. El equipo de compresión es acoplado mecánicamente a un motor Stirling, el cual es alimentado térmicamente por un concentrador solar de disco parabólico [52].

2.2.2. Sistemas de absorción híbridos

Los sistemas de trigeneración se proporcionan en forma de energía, calor y enfriamiento. Este tipo de sistemas se han incrementado en las últimas décadas, debido a la oportunidad de utilizar fuentes de energía de manera más eficiente. Existen diferentes sistemas de absorción híbridos, Motor Stirling impulsado por energía solar es un sistema híbrido que se presenta como un sistema de trigeneración alternativo que puede producir electricidad, calor y refrigeración a

partir de una fuente renovable. Presentar un sistema de energía alternativo respetuoso con el medio ambiente que consiste en energía solar Motor Stirling, bomba de calor química y sistema de refrigeración por absorción donde la energía solar es la principal fuente de energía y el calor residual es rechazado por el motor Stirling es utilizado por la bomba de calor químico y la refrigeración por absorción [53]. Diversos trabajos de sistemas de enfriamiento híbridos ya han sido publicados, como [54, 55, 56]. Además, sistemas de refrigeración por absorción acoplados con otros sistemas de refrigeración pueden apreciarse en [57, 58, 59].

Constantemente, los esfuerzos para reducir el consumo energético en edificios residenciales y comerciales, se deben principalmente a que tales construcciones consumen hasta 40% de la energía disponible, como lo muestran [60]. Asimismo, aseguran que los edificios residenciales, comerciales, públicos y de servicios consumen hasta 54% de la energía disponible [61]. Diversos estudios han sido realizados para reducir el consumo energético, como se aprecia en los trabajos publicados en [60, 62]. El trabajo presentado en el [60] ha mostrado que la reducción de costos y de consumos energéticos puede lograrse utilizando tubos empotrados en la pared. Este sistema, fue controlado por un programa especializado que sincroniza el suministro de calor y extracción de calor. Por otro lado, ha mostrado que para sistemas de calefacción y de enfriamiento, es posible alcanzar una elevada participación de las energías renovables con sistemas híbridos [63]. Evaluaron un sistema de cogeneración y enfriamiento donde el calor fue obtenido mediante energía geotérmica y energía solar, alcanzando COP de 3.81 [64]. Otros autores investigaron sobre una tecnología en sistemas de enfriamiento de distrito, en el cual es posible utilizar energías renovables como la energía solar térmica [65]. El estudio de sistemas de enfriamiento híbrido por compresión/absorción ya ha sido realizado por diferentes investigadores, en donde se utiliza la energía eléctrica como energía de suministro. Trabajos de sistemas de enfriamiento híbridos han sido publicados por [66, 67, 68].

2.3. Refrigeración por absorción adiabática

El sistema de refrigeración por absorción adiabático fue estudiado por varios investigadores con diferentes tipos de aplicaciones en las últimas 2 décadas donde el autor, ha presentado resultados experimentales sobre el proceso de absorción adiabática con diferentes [69].

Atomizadores utilizando la disolución agua-bromuro de litio como fluido de trabajo. La concentración de equilibrio es determinada mediante un proceso iterativo con ayuda del diagrama de Dühring y el de Merkel. Los autores muestran además que el modelo desarrollado, predice los resultados experimentales con un error menor del 20% en el rango de potencia frigorífica de 0 a 60 W.

Realizaron un estudio de la absorción adiabática del vapor de agua en soluciones de agua-bromuro de litio, los autores muestran que, para un mismo rango de subenfriamiento inicial, la relación de absorción de un absorbedor adiabático por spray está en el mismo orden de la obtenida utilizando absorbedores de chorro y de película en caída libre, ambos adiabáticos [70]. La absorción adiabática en un absorbedor de spray del vapor de agua por un absorbente líquido con base de bromuro de litio, denominado LZBTM. Los autores muestran que pueden absorberse entre 2-6 gr de vapor por cada kilogramo de disolución, con diámetros 15 MVD de gota entre 252-338 mm y entre 25 y 170 kPa de diferencia de presiones. La concentración de equilibrio pudieron determinarla con ayuda de los datos de entalpía y del diagrama de Dühring para un proceso de absorción adiabática [34]. El análisis del rendimiento termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción adiabático enfriado por aire y energizado con gas, usando la disolución agua-bromuro de litio [71]. Los autores muestran que para climas extremadamente calientes, aunque la capacidad de enfriamiento que produce el sistema es 25% inferior de aquella para la que fue diseñada en condiciones normales de operación, los resultados del COP disminuyen sólo 16%. De lo anterior, los autores concluyen que la temperatura del aire exterior tiene fuerte influencia sobre la capacidad de enfriamiento y el COP.

La caída de presión y transferencia de masa en láminas cónicas de disolución agua bromuro de litio en absorbedores adiabáticos son analizadas experimentalmente [72]. Los autores reportan valores del factor de aproximación al equilibrio de 0,63 y 0,8 a 40 y 120 mm de distancia del orificio de salida de la disolución respectivamente, en tanto que a 220 mm, este parámetro tuvo un valor de 0,93 aproximadamente. En este estudio, la disolución se dispersa en forma de láminas que posteriormente se fragmenta en gotas. La absorción de masa por una lámina lisa de disolución agua-bromuro de litio en un absorbedor adiabático fue evaluada por [73], en donde

los autores muestran que este tipo de atomizado rinde mejor que un absorbedor de tipo película de caída libre no adiabático.

La evaluación de la transferencia de masa y de calor en un sistema de absorción adiabática empleando la disolución agua-bromuro de litio ha sido realizada además por [74], en donde la autora muestra que un absorbedor adiabático empleando la configuración de lámina plana opera mejor que si se emplea la configuración de gotas en caída libre. Otros Investigan experimentalmente la absorción adiabática de vapor de amoníaco en una solución de nitrato amonio de litio utilizando una boquilla de cono lleno y un subenfriador de paso único contracorriente. Además, se analiza la influencia de unas variables en la relación de absorción, el coeficiente de transferencia de masa, el subenfriamiento de salida y el enfoque del factor de equilibrio [75].

El proceso de absorción en un sistema de refrigeración por absorción ocurre cuando el vapor refrigerante que llega desde el evaporador es absorbido por la disolución concentrada que llega desde el generador, es un proceso exotérmico donde el calor liberado debe ser extraído para que el proceso sea efectivo. presentaron un estudio teórico y experimental del proceso de absorción adiabática utilizando un módulo de membrana de fibra hueca polimérica por lo cual se desarrolló un modelo bidimensional con el uso de Engineering Equation Solver (EES), el modelo predice la cantidad de amoníaco absorbido (proceso de transferencia de masa) y la tasa de intercambio de calor durante el proceso de absorción [76]. La comparación muestra un buen acuerdo entre las predicciones y los resultados experimentales, con un error relativo inferior al 20% en todos los casos. La absorción adiabática por aspersión es un tipo de proceso de absorción, en el cual el fluido de absorción se dispersa en gotitas finas que tienen una superficie inmensa expuesta al vapor [77].

2.3.1. Absorción adiabática para refrigeración

En un ciclo de refrigeración por absorción utilizando eyector con el absorbedor adiabático, el uso del eyector de gas líquido, permite la presión de absorción se vuelve más alta que la presión de evaporación, además recupera una parte de la energía de la bomba de solución [78].

2.3.2. Absorción adiabática para aire acondicionado

El enfriador de absorción de LiBr-H₂O de simple efecto enfriado por aire ha demostrado ventajas en aplicaciones de enfriamiento solar residencial, los enfriadores de absorción manuales enfriados por aire se pueden construir como una sola unidad, que ahorra agua y espacio en aplicaciones residenciales, varios estudios sobre enfriadores de absorción enfriados por aire se han publicado en los últimos años, pero la mayoría de ellos se llevaron a cabo a través de la simulación [79]. obstante, la simulación de un enfriador de absorción adiabático refrigerado por aire alimentado por el gas tiene una capacidad de 16 kW para uso residencial fue estudiado por [80].

Capítulo 3

Enfriador solar híbrido compresión/absorción

El modelado del enfriador híbrido compresión/absorción con el concentrador solar de baja capacidad, se muestran en la figura 3.1. El enfriador está compuesto por los siguientes 5 sistemas: Sistema de espacio acondicionado, **CCS**. Sistema de refrigeración por compresión, **CRS**. Sistema de motor térmico, **TES**. Sistema de refrigeración por absorción, **ARS**. Sistema de energía solar, **SES**.

En el sistema **CCS**, la propuesta, se requiere retirar el calor del espacio acondicionado, donde la radiación solar y la temperatura externa son capaces de modificar una porción de calor considerado a retirar por el serpentín $\dot{Q}_e$. De la misma manera que el sistema de absorción, también el sistema **CRS** puede jugar el papel de retirar el calor del espacio acondicionado con la ayuda del evaporador Q_{EC} .

Este parámetro junto con la temperatura exterior, mediante T_c , la temperatura interior, T_i , influyen en la potencia requerida por el compresor, $\dot{W}_c$. Luego se considera el sistema **TES** en el cual se encuentra un motor Stirling acoplado mecánicamente al compresor del sistema de compresión. En función de la potencia del compresor y de la eficiencia del motor térmico, se determina la cantidad de calor demandado en la fuente caliente $\dot{Q}_{HS}$.

ARS es el sistema que se encarga a retirar el calor del espacio acondicionado mediante $\dot{Q}_{ea}$. Este parámetro junto con la temperatura exterior, mediante T_c , la temperatura interior, T_i y la

temperatura de alimentación, T_g influyen en la cantidad de calor requerido en el generador $\dot{Q}_g$. Sistema de energía solar, **SES**. Este sistema consiste en un concentrador solar de disco parabólico, que recibe la radiación solar en el absorbedor térmico o foco caliente. Este calor puede proporcionarlo al motor Stirling que está acoplado al sistema de compresión y/o al sistema de refrigeración por absorción.

El modelado de los cinco sistemas del enfriador híbrido compresión/absorción se basa en balances de masa y energía de cada componente.

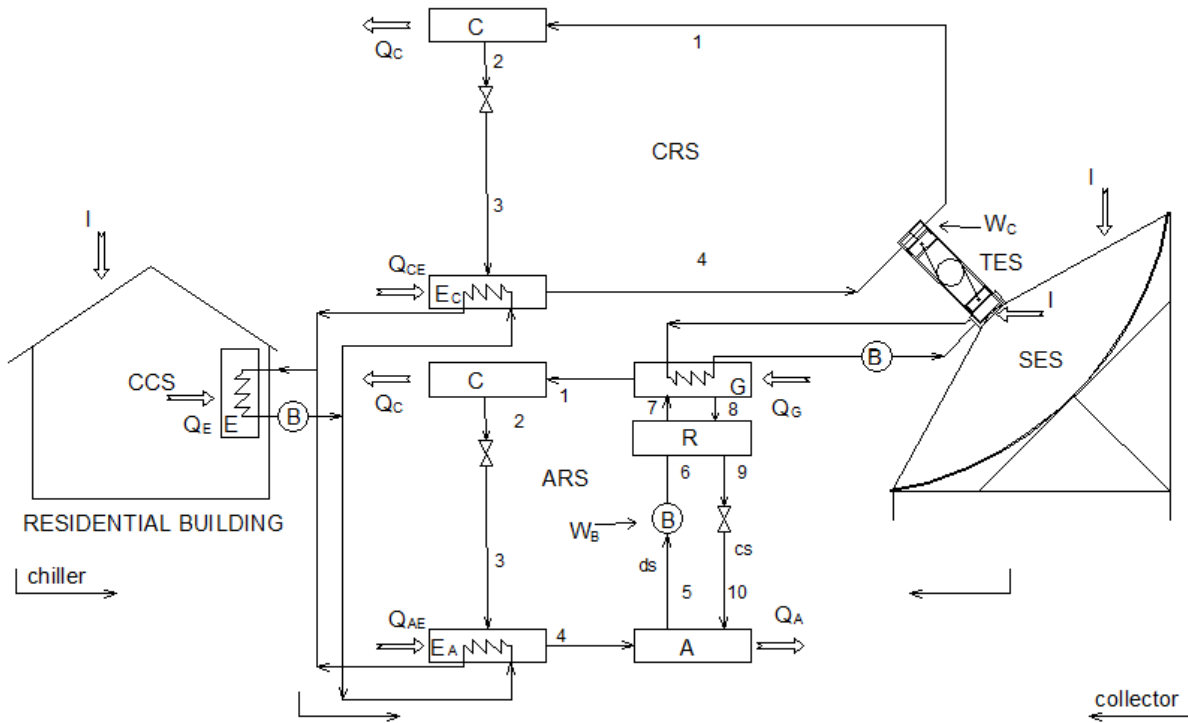


Figura 3. 1. Diagrama esquemático del enfriador híbrido de compresión / absorción por motor Stirling y energía solar.

3.1. Modelado del concentrador solar. Sistema de energía solar, SES

En el sistema de energía solar, la relación de concentración del concentrador solar, C , es el área del disco parabólico, A_{app} , entre el área del absorbedor solar (o foco caliente), A_{ab} , como:

$$C = \frac{A_{app}}{A_{ab}} \quad (3.1)$$

El calor útil del concentrador solar puede determinarse, como lo muestran Dai [81].

$$Q_u = IA_{app}\eta_o - A_{ab}[h(T_H - T_o) + \varepsilon\sigma(T_H^4 - T_o^4)] \quad (3.2)$$

donde I es la radiación solar absorbida, η_o es la eficiencia óptica del concentrador. h , ε y σ son respectivamente el coeficiente de radiación, la absorptividad del foco caliente y la constante de Stefan Boltzman. T_H y T_o son las temperaturas del foco caliente del concentrador solar y del aire ambiente respectivamente.

El rendimiento del concentrador solar se determina mediante la ecuación:

$$\eta_s = \frac{Q_u}{IA_{app}} = \eta_o - \frac{1}{IC}[h(T_H - T_o) + \varepsilon\sigma(T_H^4 - T_o^4)] \quad (3.3)$$

3.2. Modelado del motor Stirling. Sistema de motor térmico, TES

La potencia requerida por el sistema de compresión es proporcionada por el motor térmico, como potencia del motor Stirling, $\dot{W}_s$. El calor de la fuente caliente del motor Stirling, $\dot{Q}_{HS}$, es determinado de la ecuación de rendimiento mostrada por [53], como:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{Q}_{HS}} \quad (3.4)$$

En el presente trabajo, el rendimiento del motor Stirling fue variado entre 0.1 y 0.3. Estos valores fueron tomados del trabajo publicado por [53].

El calor del depósito frío, $\dot{Q}_{LS}$ se determina de:

$$\dot{W}_s = \dot{Q}_{HS} + \dot{Q}_{LS} \quad (3.5)$$

3.3. Modelado del sistema de refrigeración por compresión, CRS

De las ecuaciones (5), (6) y (7) se determina el calor retirado por el sistema de compresión $\dot{Q}_{ec}$.

El flujo de refrigerante, $\dot{m}_{rc}$, en este sistema se determina mediante:

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_{rc}(h_4 - h_3) \quad (3.6)$$

donde h_3 y h_4 son las entalpías del refrigerante en el evaporador.

La potencia del compresor se calcula de:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{rc}(h_1 - h_4) \quad (3.7)$$

Las entalpías h_1 y h_4 son del refrigerante a la salida y entrada del compresor respectivamente.

El coeficiente de operación fue determinado de:

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{W}_c} \quad (3.8)$$

3.4. Modelado del sistema de refrigeración por absorción, ARS

De las ecuaciones (4), (5), (6) se determina el calor a retirar por el evaporador del sistema de absorción, $\dot{Q}_{ea}$. El flujo de refrigerante de este sistema de refrigeración se determina de:

$$\dot{Q}_{ea} = \dot{m}_{ra} (h_4 - h_3) \quad (3.9)$$

donde las entalpías h_3 y h_4 son del refrigerante de este sistema, a la entrada y salida respectivamente.

El flujo de la disolución diluida se determina como lo muestra [82,83,84].

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_r \frac{X_{cs}}{X_{cs} - X_{ds}} \quad (3.10)$$

La potencia de la bomba se determina como lo muestra [83].

$$\dot{W}_p = \frac{(P_6 - P_5) v_{ds} \dot{m}_{ds}}{\eta_m} \quad (3.11)$$

El trabajo específico de la bomba está relacionado con la entalpía y la potencia como:

$$w = (h_6 - h_5); w = \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_{ds}} \quad (3.12)$$

En el recuperador se cumple que:

$$\dot{Q}_{re} = \dot{m}_{ds} (h_7 - h_6) \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{re} = \dot{m}_{cs} (h_8 - h_9) \quad (3.14)$$

$$\varepsilon_{re} = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6} \quad (3.15)$$

Las relaciones siguientes son válidas en el generador y absorbedor respectivamente.

$$\dot{m}_{ds} X_7 = \dot{m}_{cs} X_8 + \dot{m}_{ra} X_1 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_{ra}; \dot{m}_{ds} X_5 = \dot{m}_{cs} X_{10} + \dot{m}_{ra} X_4 \quad (3.17)$$

El flujo de calor en cada componente es:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ra} (h_1 - h_2) \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{ra} h_4 + \dot{m}_{cs} h_{10} - \dot{m}_{ds} h_5 \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{ra} h_1 + \dot{m}_{cs} h_8 - \dot{m}_{ds} h_7 \quad (3.20)$$

El coeficiente de operación está dado por:

$$COP_a = \frac{\dot{Q}_{ea}}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (3.21)$$

El calor de suministro, $\dot{Q}_D$, para el enfriador híbrido es la suma del calor requerido en la fuente caliente del motor Stirling, $\dot{Q}_{HS}$ y el calor requerido en el generador, $\dot{Q}_g$ del sistema de absorción, como:

$$\dot{Q}_D = \dot{Q}_{HS} + \dot{Q}_g \quad (3.22)$$

3.5. Modelado del sistema de espacio acondicionado, CCS

El modelo del espacio acondicionado fue realizado como los autores se muestra a continuación.

La cantidad de calor a retirar en un espacio acondicionado, $\dot{Q}_T$, está dado por:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_t + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{oc} + \dot{Q}_{misc} \quad (3.23)$$

donde

$$\dot{Q}_t = UA(T_o - T_i) \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_r = h_r A_{sup} \sigma (T_s^4 - T_o^4) \quad (3.25)$$

T_o , T_s and T_i , son la temperatura exterior, en la superficie e interior del espacio acondicionado respectivamente. U and A son respectivamente, el coeficiente global de transferencia de calor y área en paredes y techo. A_{sup} , es el área expuesta a la radiación solar. h_r y σ son respectivamente el coeficiente de radiación y constante de Stefan Boltzman. $\dot{Q}_{int}$ es la carga por infiltración, $\dot{Q}_{oc}$, es la carga debida a ocupantes y $\dot{Q}_{misc}$ es la carga debida a los misceláneos.

El calor del espacio acondicionado es retirado tanto por el sistema de absorción como por el sistema de compresión de la forma:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{ea} + \dot{Q}_{ec} \quad (3.26)$$

La fracción de calor, x , que cada sistema de refrigeración puede retirar, se representa por:

$$x_a = \frac{\dot{Q}_{e,a}}{\dot{Q}_e}; \quad x_c = \frac{\dot{Q}_{e,c}}{\dot{Q}_e} \quad (3.27)$$

Por consiguiente, el total del calor retirado es:

$$\dot{Q}_T = x_a \dot{Q}_e + x_c \dot{Q}_e \quad (3.28)$$

Donde

$$x_c = (1 - x_a) \quad (3.29)$$

3.6. Simulación del enfriador híbrido compresión/absorción

Los modelos desarrollados en las secciones anteriores han sido programados en el software especializado Engineering Equation Solver [85]. Las consideraciones realizadas en cada sistema se muestran a continuación.

Consideraciones para el espacio acondicionado.

La temperatura de la superficie del espacio acondicionado, T_s , se consideró $T_s = (T_o + T_i)/2$. El parámetro constante, $\dot{Q}_{const}$, agrupa a $\dot{Q}_{int}$, $\dot{Q}_{oc}$ and $\dot{Q}_{misc}$, los cuales se considera que no varían con respecto a la radiación solar y la temperatura exterior. Por consiguiente, este parámetro fue escrito como:

$$\dot{Q}_{const} = \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{oc} + \dot{Q}_{misc} \quad (3.30)$$

Las superficies expuestas al sol fueron el techo y las paredes sur, este y oeste (a éstas últimas, se les agregó un factor de 0.5, debido a que no están expuestas durante todo el horario solar).

Consideraciones para el sistema de compresión.

A la salida del condensador y del evaporador el refrigerante está en estado saturado. Proceso isoentálpico en la válvula de expansión, proceso isoentrópico en el compresor. La temperatura de condensación se consideró como $T_c = T_o + 5^\circ\text{C}$.

Consideraciones para el sistema de motor térmico.

Las pérdidas por fricción y por calentamiento en el acoplamiento mecánico entre el motor Stirling y el compresor del sistema de compresión son despreciables.

Consideraciones para el sistema de absorción.

Las condiciones de saturación de los fluidos de trabajo existen en la salida del generador, condensador, absorbedor y evaporador. Proceso isentálpico en válvulas. La fricción y las pérdidas térmicas son insignificantes. La bomba de solución funciona en condiciones ideales.

Consideraciones para el sistema de energía solar.

La eficiencia óptica es $\eta_o=0.90$, tomado de [81]. Los refrigerantes utilizados en los sistemas de compresión y absorción fueron respectivamente, R134a y R718. La disolución utilizada en el sistema de absorción fue agua-bromuro de litio. Las propiedades de los refrigerantes y de la disolución fueron determinados mediante el software EES. Las especificaciones del espacio acondicionado y del concentrador solar, se muestran en la table 1.

Tabla 3. 1. Especificaciones del espacio acondicionado y del concentrador solar.

Parámetro	Valor
Espacio acondicionado	
Dimensiones. Largo, ancho, alto. [m]	4, 3, 2.5
Coeficiente global de transferencia de calor, U , [W/m ² K]	0.5
Panel solar	
Altura del foco, h [m]	0.88
Diámetro del disco, D [m]. Dato tomado [77]	1.4
Eficiencia óptica, η_o , Dato tomado de [72].	0.85
Emisividad del disco, ε	0.9

Para la simulación del enfriador híbrido y el concentrador solar, fueron variados los parámetros mostrados en la tabla 3.2.

Tabla 3. 2 Parámetros variados en la simulación enfriador híbrido.

Parámetro	Valor
Temperatura de evaporación, T_e , °C	5, 10, 15
Temperatura de condensación, T_c , °C	28, 32, 37
Radiación solar, I , W/m ²	200-1000
Relación de concentración, C ,	5-100
Operación del Sistema de absorción, x_a	0.01-0.99

Los sistemas descritos en el párrafo anterior se evalúan en términos de balances de masa y energía. Este enfoque de modelado se ha utilizado recientemente en artículos que tratan el mismo tema, por ejemplo: [87,88, 89].

Capítulo 4

Refrigeración por absorción adiabática con energía solar a baja temperatura

El cada vez más elevado costo de los energéticos ha motivado a buscar fuentes alternas de energía y técnicas alternativas para el uso eficiente de la energía. De la misma manera, la operación de los sistemas de refrigeración convencionales es cada vez más costosa. Técnicas de enfriamiento alternativos se han estado desarrollando como los sistemas de refrigeración termoeléctricos para bajas capacidades y los sistemas de refrigeración por absorción para grandes capacidades de acondicionamiento de aire. Estos últimos han estado utilizando la solución amoníaco-agua para refrigeración con temperaturas por debajo de 0°C en tanto que la solución agua-bromuro de litio se ha utilizado para acondicionamiento de aire a temperaturas superiores a la de congelación del agua. Sin embargo, el bajo coeficiente de operación, COP y el gran tamaño de estos sistemas principalmente han limitado el uso en masa de estos sistemas en la industria.

Diversos trabajos han sido publicados como los [34, 71, 90, 91] en donde se muestran los beneficios de utilizar un sistema de refrigeración por absorción adiabático con la solución agua-bromuro de litio, lo cual reduce el tamaño de los sistemas al separar los procesos de transferencia de calor y de masa en el absorbedor. De la misma manera, [37, 75, 92] en donde se muestra que si se utiliza la solución amoníaco-nitrato de litio en un sistema de refrigeración por absorción adiabático puede reducirse la temperatura de suministro en el generador, respecto a los sistemas

antes mencionados. En el presente capítulo, se muestra el análisis de diferentes parámetros de operación y del coeficiente de operación de un sistema de refrigeración por absorción adiabático, a baja capacidad, utilizando la solución agua-bromuro de litio.

En el estudio se presenta la modelación del sistema adiabático realizando balances de energía y de masa a cada componente y al sistema completo.

Para el modelado del sistema de refrigeración por absorción aquí mostrado se realizaron las siguientes consideraciones:

- Los procesos que se llevan a cabo dentro de cada componente del sistema se consideran ideales, esto es, no se consideran pérdidas de energía hacia los alrededores.
- La operación del sistema se considera en estado estacionario.

4.1. Modelado de refrigeración por absorción no adiabática con energía solar

El modelado del sistema de refrigeración por absorción no adiabática alimentado con energía solar, se muestra en la figura 4.1. De la figura puede apreciarse, un colector solar plano que alimenta al generador del sistema de absorción mediante el fluido térmico. El evaporador del sistema de refrigeración, proporciona el enfriamiento mediante agua helada a una vivienda.

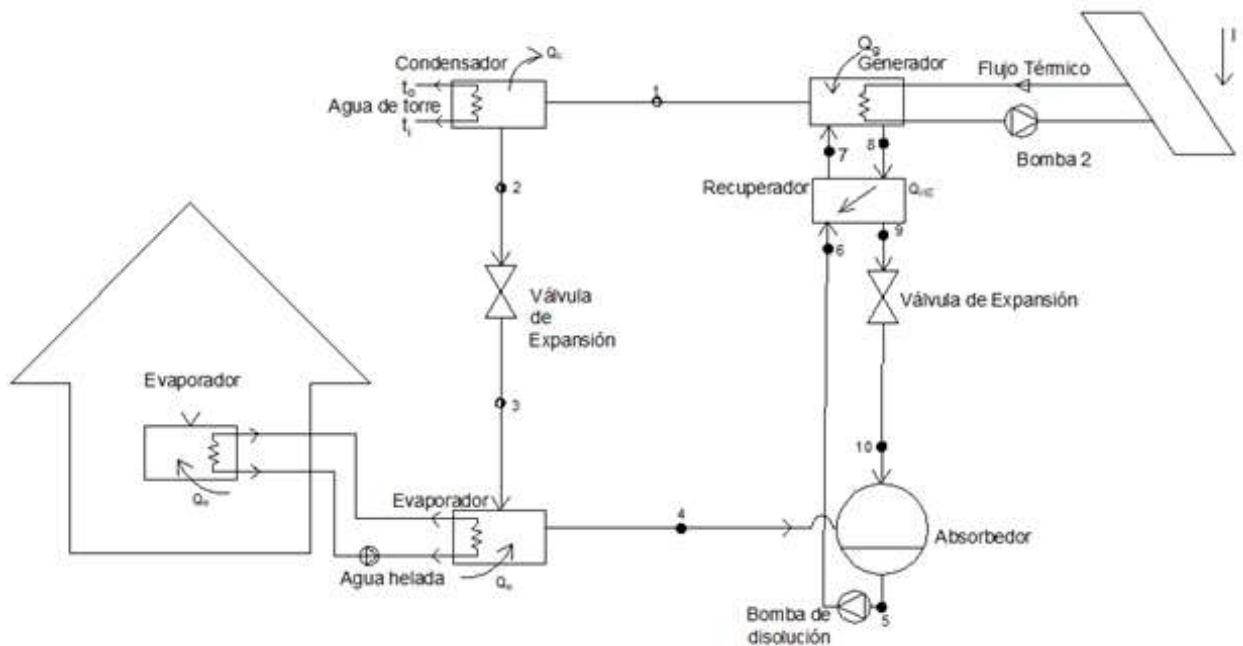


Figura 4. 1. Máquina de refrigeración por absorción no adiabática solar.

Para el modelado, puede utilizarse la ecuación de la eficiencia térmica de un colector solar plano, proporcionada por el fabricante y de la forma:

$$\eta = a - b \frac{T_m - T_a}{I} - c \frac{(T_m - T_a)^2}{I} \quad (4.1)$$

donde

a : eficiencia óptica

b,c : coeficientes lineal y cuadrático de pérdidas térmicas respectivamente, obtenidos de fabricante.

T_m : Temperatura media en el colector, °C

T_{amb} : Temperatura ambiente, °C

I : Radiación solar (W/m²)

La eficiencia también se define como:

$$\eta = \frac{Q_u}{IA} = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{IA} \quad (4.2)$$

A partir de las ecuaciones anteriores, es posible obtener la temperatura a la salida del colector solar a lo largo de un día. Se considera una diferencia de temperatura de 3°C entre la salida del colector y la entrada del desorbedor mientras que existe una variedad de temperatura de 2°C simulada entre la salida del desorbedor y la entrada del colector.

El modelado de la máquina de refrigeración por absorción mostrada en la figura 4.2, fue realizado para el caso no adiabático mediante balance de masa y de energía. La válvula de expansión de refrigerante, se considera isoentálpica, en tanto que el calor transferido en el evaporador, Q_e y en el condensador, Q_c queda como:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (4.5)$$

El flujo de calor en el recuperador queda definido como:

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{ds} C_p (T_7 - T_6) \quad (4.6 a)$$

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{cs} C_p (T_8 - T_9) \quad (4.6 b)$$

Como se trata de un intercambiador de calor, la eficiencia de éste se determina con temperaturas con las siguientes consideraciones:

Si $\dot{m}_{ds} C_{p_{ds}} < \dot{m}_{cs} C_{p_{cs}}$, entonces la eficiencia y las temperaturas adoptan la siguiente forma:

$$\varepsilon_{HE} = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6} \quad (\text{Caso uno}) \quad (4.7 \text{ a})$$

Sin embargo, si $\dot{m}_{cs} C_{p_{cs}} < \dot{m}_{ds} C_{p_{ds}}$, entonces la eficiencia del intercambiador de calor se determina como

$$\varepsilon_{HE} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (\text{Caso dos}) \quad (4.7 \text{ b})$$

En el modelado se ha considerado que desde el punto 1 en el diagrama hasta el punto 4, el flujo de refrigerantes es:

$$\dot{M}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (4.8)$$

En tanto que para la disolución se ha considerado que:

$$\dot{M}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{ds}; \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{cs} \quad (4.9)$$

$$X_5 = X_6 = X_7 = X_{ds}; \quad X_8 = X_9 = X_{10} = X_{cs} \quad (4.10)$$

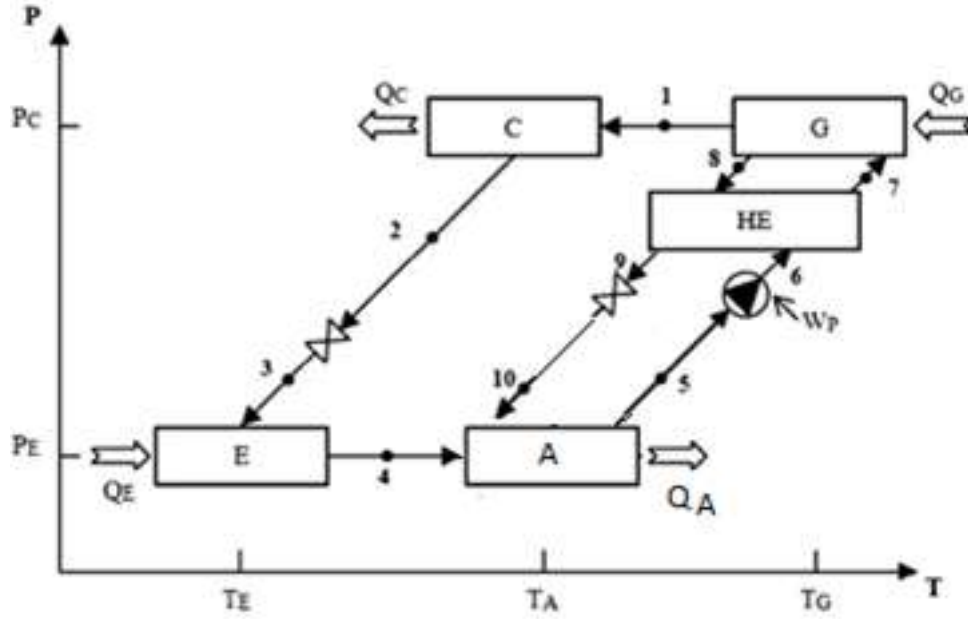


Figura 4. 2. Máquina de refrigeración por absorción no adiabática.

El flujo de calor en el generador y en el absorbedor respectivamente se determinan como:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{cs} h_8 - \dot{m}_{ds} h_7 \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_r h_4 + \dot{m}_{cs} h_{10} - \dot{m}_{ds} h_5 \quad (4.12)$$

El siguiente componente del ciclo es la bomba de solución, la cual se encarga de llevar la solución diluida desde la salida del absorbedor hasta el generador, pasando por el recuperador de calor, para lograrlo aporta energía en forma de trabajo. De acuerdo al principio de conservación

de masa el flujo másico de la solución pobre es constante a través de su paso por la bomba así que:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{ds} (h_6 - h_5) \quad (4.13 \text{ a})$$

otra forma de obtener su potencia es:

$$\dot{W}_p = (P_6 - P_5) * \frac{v_5 * \dot{m}_5}{\eta_p} \quad (4.13 \text{ b})$$

El análisis de la válvula de expansión de la disolución se realiza de la misma forma que el de la válvula de expansión del refrigerante, considerando también que se trata de un elemento isoentálpico. Finalmente el coeficiente de rendimiento, COP, resulta de gran importancia pues es un cociente que representa la relación entre la energía global que remueve el sistema al refrigerar y la energía que se suministra a la máquina para que pueda operar. De esta forma mientras más alto sea el valor del COP significará que se requiere menor energía de suministro para obtener la misma capacidad de refrigeración.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (4.14)$$

4.2. Simulación de refrigeración por absorción simple efecto

El modelo desarrollado en la sección 4.1, han sido programadas en el software Engineering Equation Solver, EES, [85], el cual puede utilizarse en un ambiente amigable con el usuario. El software, tiene la característica de tener incluidas las propiedades termodinámicas y termofísicas de varias sustancias, entre las que se encuentra la solución agua-bromuro de litio. Los valores de las constantes a, b y c, fueron tomados del modelo auroTHERM VKF 135 D [50], con un área activa $A=2.352 \text{ m}^2$, Los parámetros variados se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4. 1. Rango de los parámetros variados en la simulación

Parámetros	Valores
Temperatura ambiente, T_a , °C	20, 24, 28
Temperatura de entrada del colector, T_i , °C	68, 75, 80
Radiación solar, I , kW/m ²	0.25 – 1.1

4.3. Modelación de refrigeración por absorción adiabática

Para realizar el modelado del sistema adiabático, se toma cada uno de los componentes de la máquina de refrigeración por absorción y se realiza de forma independiente un balance de masa y de energía para con ello obtener las ecuaciones que describan el comportamiento de la solución al pasar por cada componente obteniendo con ello un sistema de ecuaciones cuya resolución se detalla en la parte de la simulación.

En el recuadro gris de la figura 4.3 se observa el esquema del absorbedor adiabático, en donde se lleva a cabo únicamente la transferencia de masa. En este componente la solución concentrada que entra es dispersada por la cámara de absorción en forma de gotas pequeñas aumentando así el área de contacto entre la solución y el vapor de refrigerante, así, el líquido resultante es la solución diluida que será bombeada de nuevo al generador para continuar con el ciclo.

El balance de masa del absorbedor dice que:

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_r \quad (4.15)$$

Además, el balance de masa del refrigerante queda como:

$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_{10} X_{10} + \dot{m}_4 X_4 \quad (4.16)$$

Finalmente un intercambiador de calor en donde se retira calor a la solución antes de entrar al absorbedor de tal manera que se absorbe la mayor cantidad posible de vapor en este componente, para este caso se considerará para fines prácticos un intercambiador de calor de una sola fase, ya que de este modo se consigue reducir el tamaño y costo de este componente haciendo que el sistema adiabático resulte ser lo más simple posible. El componente agregado en las etapas del modelado se llama subenfriador.

Realizando un balance de energía al subenfriador se obtiene que:

$$\dot{Q}_{SE} = \dot{m}_{cs} C p_{cs} (T_{10'} - T_{10}) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{SE} = \dot{m}_w C p_w (T_{12} - T_{11}) \quad (4.18)$$

Mientras que para un intercambiador de calor se obtiene que:

$$\text{Si } \dot{m}_{cs} C p_{cs} < \dot{m}_w C p_w ,$$

$$\varepsilon_{SE} = \frac{T_{10} - T_{10'}}{T_{10'} - T_{11}} \quad (\text{caso uno}) \quad (4.19a)$$

o

Si $\dot{m}_w C_{p_w} < \dot{m}_{cs} C_{p_{cs}}$,

$$\varepsilon_{SE} = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_{10'} - T_{11}} \quad (\text{caso dos}) \quad (4.19b)$$

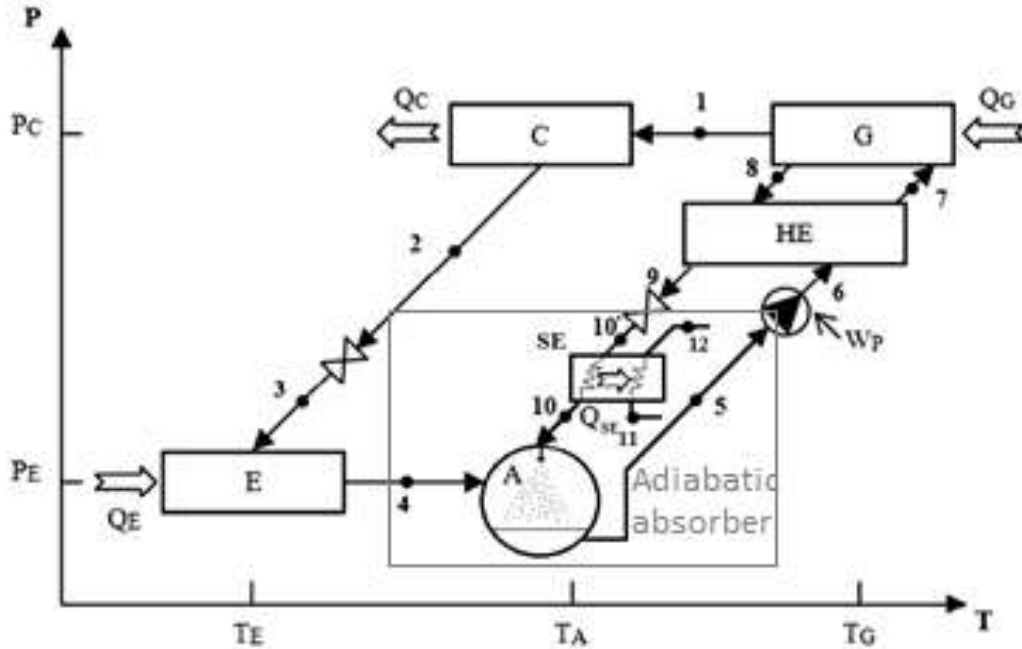


Figura 4. 3. ciclo de refrigeración por absorción adiabático.

A partir de las ecuaciones anteriores es posible modelar una máquina completa de refrigeración por absorción adiabática de simple efecto, el procedimiento para ello se muestra a continuación.

4.4. Simulación de refrigeración por absorción adiabática

Las ecuaciones mostradas han sido programadas en el software Engineering Equation Solver, EES, [85], el cual además de operar en un ambiente agradable con el usuario, tiene incluidas las propiedades termofísicas de la solución agua-bromuro de litio. Los parámetros variados son las temperaturas de evaporación, de condensación y de generación, así como la potencia frigorífica en el evaporador. Estos parámetros son mostrados en la tabla 4.2.

Tabla 4. 2. Cambios de parámetros

Parámetros	Valores
Calor en el evaporador, Q_e , kW	5, 10, 15
Temperatura de evaporación, T_e , °C	0 – 20
Temperatura de condensación, T_c , °C	25 – 40
Temperatura en el generator, T_g , °C	60 – 90

Los ciclos trazados en el diagrama de Düring para la solución agua-bromuro de litio se muestra en la figura 4.4. De la figura, se muestra el ciclo para la solución agua-bromuro de litio con el fin de apreciar la diferencia de presión en la que opera el sistema.

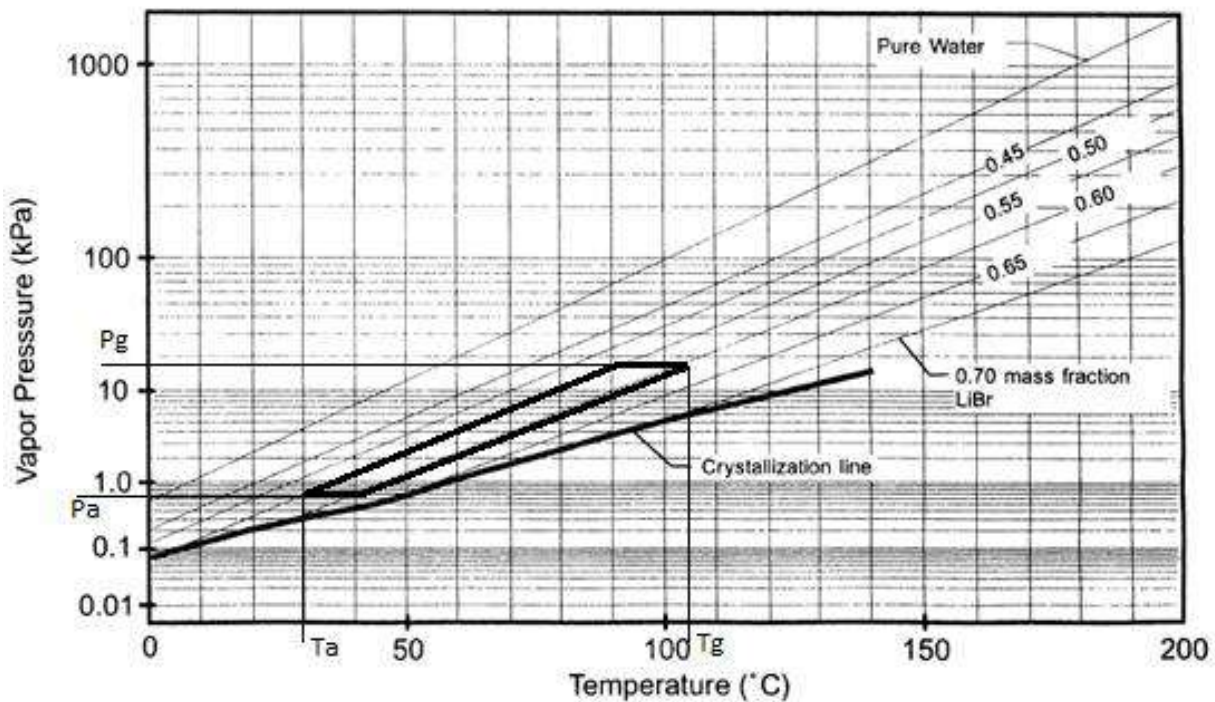


Figura 4. 4. Ciclo de refrigeración por absorción adiabático agua-bromuro de litio en el Diagrama de Düring.

4.5. Modelación de refrigeración por absorción adiabática con colector solar plano

Para el modelado del colector solar plano se realizó en base a varias fuentes para el clima de México y como se describe a continuación.

La eficiencia del colector solar plano se determina mediante la ecuación (4.1) mostrada antes y obtenida de fabricante [85].

El calor útil del colector solar se calcula mediante de la siguiente ecuación 4.20 mostrada en [86]:

$$Q_{II} = \eta_c I A_c \quad (4.20)$$

donde A_c es el área del colector (m^2)

El modelado de la máquina de absorción adiabática de simple efecto acoplado con energía solar a baja temperatura mostrada en la figura 4.5 se ha desarrollado con el objetivo de complementar la parte del sistema adiabático indicado en la figura 4.1.

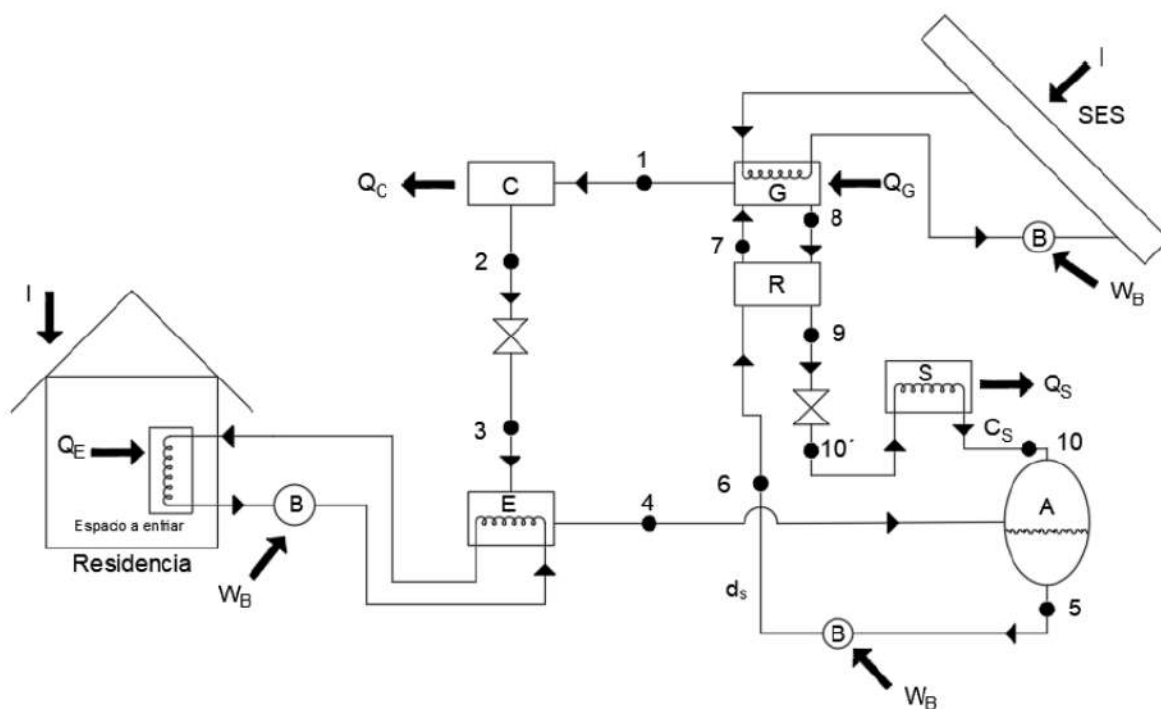


Figura 4. 5. Máquina de refrigeración por absorción adiabática solar a baja capacidad.

El cálculo de la relación de circulación por medio de las concentraciones entrante y saliente en el absorbedor adiabático es:

$$f_a = \frac{X_{cs}}{X_{cs} - X_{ds}} \quad (4.21)$$

El Absorbedor adiabático identificada por la letra A, que se muestra en la Figura 4.5, se lleva a cabo únicamente la transferencia de masa y la solución concentrada que entra es dispersada por la cámara de absorción en forma de gotas pequeñas ayudan a aumentar el área de contacto entre la solución y el vapor de refrigerante, por ello, el líquido resultante es la solución diluida que será bombeada de nuevo al generador para continuar con el ciclo.

El flujo másico de la solución diluida se calcula:

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_r \cdot f_a \quad (4.22)$$

De acuerdo a lo establecido, el flujo másico para la solución diluida en los puntos 5, 6 y 7 son constantes, igualmente en los puntos 8, 9, 10' y 10 se tienen un flujo másico constante llamada solución concentrada. Esto quiere decir que $\dot{m}_{cs} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10'} = \dot{m}_{10}$.

El flujo de másico de la solución concentrada es:

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_r \cdot \dot{m}_{cs} \quad (4.23)$$

El Generador (G), el cual interactúa con los circuitos de refrigerante, la solución diluida, la solución concentrada y el colector solar plano como Fuente de alimentación. El punto número 1 corresponde a la salida del refrigerante en forma de vapor saturado, el punto número 7 corresponde a la entrada de la solución diluida y el punto número 8 corresponde a la salida de la solución concentrada. Adicionalmente tenemos un suministro de calor que se denota con Q_G .

El calor en el generador se obtiene:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r \cdot h_1 + \dot{m}_{cs} \cdot h_8 - \dot{m}_{ds} h_7 \quad (4.24)$$

Prosiguiendo con el análisis del sistema de refrigeración por absorción diabático se muestra el intercambiador de calor también llamado recuperador o economizador. La letra [®] muestra que en este componente se cruzan los circuitos de la solución concentrada y de la solución diluida, así que en este intercambiador se tienen dos entradas y dos salidas de masa, así como una recuperación de calor de la línea de disolución.

El calor en el recuperador en ambas líneas es:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{ds} \cdot (h_7 - h_6) \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{rec} = (\dot{m}_{ds} - \dot{m}_r) \cdot (h_8 - h_9) \quad (4.26)$$

La bomba de disolución se encarga del transporte de la solución diluida desde la salida del absorbedor adiabático, hace un recorrido pasando por el recuperador hasta llegar al generador, la energía que se aporta la bomba se transforma en trabajo.

El trabajo de la bomba quedando definido por la ecuación:

$$w = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_{ds}} \quad (4.27)$$

Con la realización de un balance de energía interna al evaporador, obtenemos el calor adecuado correspondiente:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.28)$$

Realizando el balance de energía para el subenfriador se obtiene el flujo de calor $\dot{Q}_{SE}$ y puede calcularse de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{SE} = \dot{m}_{ds} \cdot (h_{10} - h_{10'}) \quad (4.29)$$

Dentro del condensador se lleva a cabo el cambio de fase de vapor a líquido saturado, en los sistemas de refrigeración, donde el refrigerante cambia de fase y se vuelve líquido, cediendo el calor que ha ganado a través de todo el ciclo hacia el medio ambiente y se conserva la masa, es decir, el flujo másico de la entrada y salida es el mismo.

El calor en el condensador se encuentra por:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_2) \quad (4.30)$$

A partir del proceso de las ecuaciones anteriores se puede modelar de la forma completa un Sistema de refrigeración por absorción adiabática de simple efecto con colector solar plano, donde finalmente se muestra las etapas de procedimiento en las que se obtiene el coeficiente de rendimiento térmico:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \quad (4.31)$$

4.6. Simulación de refrigeración por absorción adiabática con colector solar plano

La simulación del sistema de refrigeración por absorción consiste en introducir al programa computacional “engineering equation software (EES)” [85] el conjunto de las ecuaciones

mostradas en el proceso de modelado del presente trabajo, dicho software tiene sus características propias para resolver sistemas de ecuaciones utilizando propiedades termo-físicas de diversas sustancias.

La programación del sistema adiabático con el colector solar plano comienza con la introducción de las variables de entrada del área y la eficiencia del colector (A_c , η_c), la irradiación solar (I), las temperaturas de entrada, salida (T_c , T_H) del colector, del evaporador (T_e), también se incluye la temperatura del aire del medio ambiente figura 4.6.

EES Professional: C:\G. Romage\1Tesis Doctoral\EES Doctorado\colector con absorcion diabatico original i.EES - [Formatted Equations]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Simulacion de un colector solar plano para alimentar a un sistema de refrigeración por absorción para producir enfriamiento en un edificio residencial

Variables de salida: Qu, Qg, Wc, mr, Qe

Variables de entrada: Ac, I, eta_s, TH, Tc, Te

$T_e = 5$ de 0 a 10

$A_c = 2.6$

caudal = 25 45 l/m2 hr

*****Sistema de Energía Solar*****

$a = 0.801$ $b = 3.761$ $c = 0.012$

$T_o = T_i + 12.5$
 $T_m = (T_o + T_i) / 2$

$T_m = \frac{80 + 20}{2}$

$\eta_c = a - b \cdot \left[\frac{T_m - T_{amb}}{I \cdot 1000} \right] - c \cdot \left[\frac{(T_m - T_{amb})^2}{I \cdot 1000} \right]$ ecuación de la eficiencia de colector solar plano de fabricante

$Q = \frac{\text{caudal}}{3600} \cdot A_c$

$P_{atm} = 101.325$

$\rho_{hw} = \frac{\rho(\text{Steam}, T = T_m, P = P_{atm})}{1000}$

$cp_{hw} = Cp(\text{Steam}, T = T_m, P = P_{atm}) \cdot 1000$

$\dot{m}_{hw} = \rho_{hw} \cdot Q$

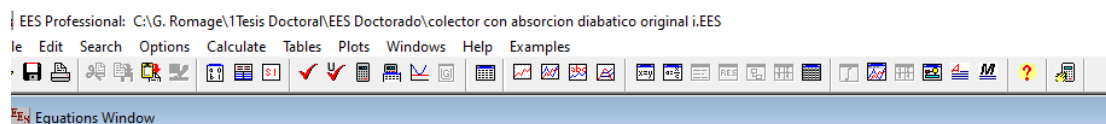
$\eta_c = \dot{m}_{hw} \cdot cp_{hw} \cdot \left[\frac{T_o - T_i}{I \cdot 1000} \right] \cdot A_c$

$\dot{Q}_u = \eta_c \cdot I \cdot A_c$

Figura 4. 6. Primera parte de la programación del colector solar plano.

El siguiente paso de la programación corresponde a la simulación del sistema de refrigeración por absorción se muestra en la figura 4.7, en lo cual se hace una definición de parámetros iniciales al considerar la presión en los puntos del ciclo. Cálculo de las entalpías del refrigerante en el punto de saturación a las temperaturas de evaporación y condensación (h_4 , h_2) respectivamente.

Además, se considera un proceso isoentálpico el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión así que también se conoce la entalpía en el punto tres (h_3) con lo cual es posible determinar la temperatura también en ese punto. A partir de la temperatura de saturación del refrigerante y la presión alta calculadas se procede a calcular la entalpía una (h_1). Una vez se encuentra la entalpía una pasa a la forma en la que se calculan los flujos másicos de la solución diluida y concentrada respectivamente, además es posible apreciar como la entalpía del punto cinco se encontró a partir de la concentración y temperatura del absorbedor.



```

EES Professional: C:\G. Romage\1Tesis Doctoral\EES Doctorado\colector con absorcion diabatico original i.EES
le Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Equations Window

*****Sistema de Refrigeración por absorción*****
"Definición de parámetros iniciales del ciclo"
Q_dot_g=Q_dot_u
T_g=T_o-3

T_c=T_amb+5
T_8=T_g; T_1=T_8
T_a=T_c; T_5=T_a; T_2=T_c
T_4=T_e

"Definición de la presión en los puntos del ciclo"
P_l=p_sat(Steam,T=T_e)
P_h=p_sat(Steam,T=T_c)

"Cálculo de las entalpías del refrigerante en el punto de saturación a las temperaturas de evaporación y condensación respectivamente"
h_4=enthalpy(Steam,T=T_4,x=1)
h_2=enthalpy(Steam,T=T_2,x=0)
h_3=h_2

"Cálculo de la entalpía 1"
h_1=enthalpy(Steam,P=P_h,T=T_1)

"cálculo de la concentración de Bromuro de Litio de la solución diluida"
X_ds=X_LIBR('SI',T_5,P_l)
"cálculo de la concentración de Bromuro de Litio de la solución concentrada"
X_cs=X_LIBR('SI',T_8,P_h)
DELTA_X=X_cs-X_ds

"Definición de concentraciones" "X_r=1: X_1=X_r; X_2=X_r; X_3=X_r; X_4=X_r; X_5=X_r; X_6=X_ds; X_7=X_ds; X_8=X_cs; X_9=X_cs; X_10=X_cs"
"Cálculo de la entalpía 8"
h_8=H_LIBR('SI',T_8,X_cs)

"Cálculo de la entalpía 5"
h_5=H_LIBR('SI',T_5,X_ds)

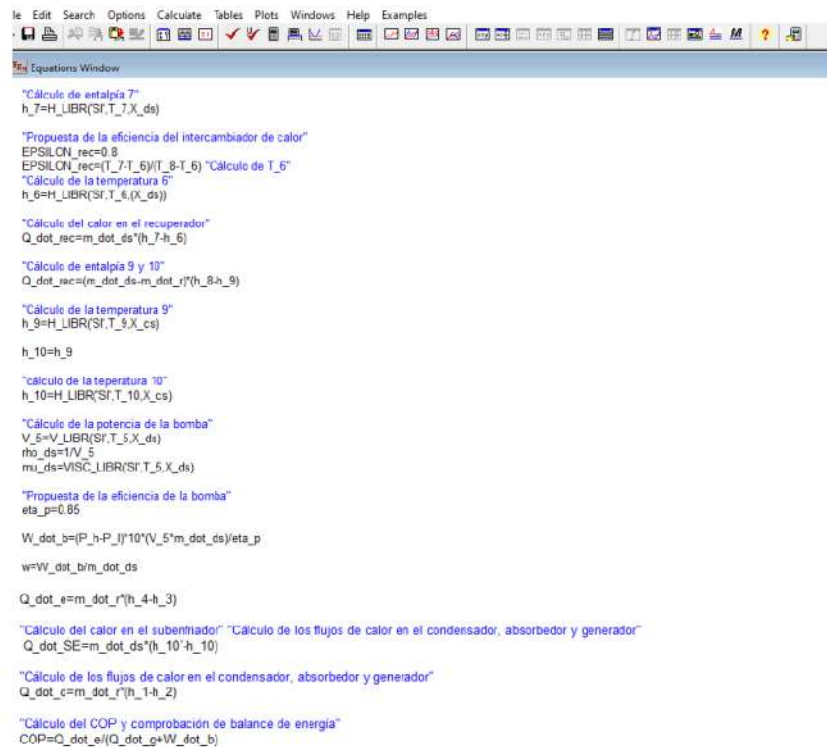
```

Figura 4. 7. Segunda parte de la programación del ciclo adiabático utilizando agua-Bromuro de Litio.

En la figura 4.7 se calcula la entalpía siete (h_7) por medio de la temperatura siete y la concentración diluida, con la propuesta de la eficiencia del intercambiador de calor (0.8) se calcula la temperatura seis para poder encontrar la entalpía seis en función de su temperatura calculada y la concentrada diluida, ese procedimiento se conduce al cálculo del calor en el recuperador.

A continuación, se determina la potencia de la bomba, para ello se requiere determinar el volumen específico de la solución diluida, se hace una propuesta de la eficiencia de 0.85 para el cálculo de la potencia de la bomba para que una vez que se conozca la potencia se pueda determinar la entalpía en el punto seis. De esta forma también se puede considerar que el siguiente paso es determinar la temperatura a la que la solución sale de la bomba.

Las últimas tres ecuaciones mostradas en la figura 4.8 corresponden al cálculo del flujo de calor que se debe retirar en el subenfriador, el condensador, y así como al cálculo del rendimiento térmico del sistema de refrigeración por absorción adiabático operando bajo las condiciones mostradas anteriormente.



```

"Calculo de entalpia 7"
h_7=H_LIBR(SI,T_7,X_ds)

"Propuesta de la eficiencia del intercambiador de calor"
EPSILON_rec=0.8
EPSILON_rec=(T_7-T_6)/(T_8-T_6) "Calculo de T_6"
"Calculo de la temperatura 6"
h_6=H_LIBR(SI,T_6,(X_ds))

"Calculo del calor en el recuperador"
Q_dot_rec=m_dot_ds*(h_7-h_6)

"Calculo de entalpia 9 y 10"
Q_dot_rec=(m_dot_ds-m_dot_r)*(h_8-h_9)

"Calculo de la temperatura 9"
h_9=H_LIBR(SI,T_9,X_cs)
h_10=h_9

"Calculo de la temperatura 10"
h_10=H_LIBR(SI,T_10,X_cs)

"Calculo de la potencia de la bomba"
V_5=V_LIBR(SI,T_5,X_ds)
rho_ds=1/V_5
mu_ds=VISC_LIBR(SI,T_5,X_ds)

"Propuesta de la eficiencia de la bomba"
eta_p=0.85

W_dot_b=(P_h-P_l)*10^3*(V_5*m_dot_ds)/eta_p

w=W_dot_b/m_dot_ds

Q_dot_e=m_dot_r*(h_4-h_3)

"Calculo del calor en el subenfriador" "Calculo de los flujos de calor en el condensador, absorbedor y generador"
Q_dot_SE=m_dot_ds*(h_10-h_10)

"Calculo de los flujos de calor en el condensador, absorbedor y generador"
Q_dot_c=m_dot_r*(h_1-h_2)

"Calculo del COP y comprobación de balance de energia"
COP=Q_dot_e/(Q_dot_g+W_dot_b)

```

Figura 4. 8. Tercera parte de la programación del adiabático utilizando Agua-Bromuro de Litio.

Capítulo 5

Análisis de resultados

5.1. Enfriador híbrido compresión/absorción con energía solar

Los resultados obtenidos de la modelación, simulación del enfriador híbrido y del concentrador solar, se muestran en la sección 5.1.1 y 5.1.2 respectivamente.

5.1.1. Enfriador híbrido

Se muestran los resultados del calor suministrado por el sistema de absorción, $\dot{Q}_{ea}$ y por el sistema de compresión, acoplado al motor Stirling, $\dot{Q}_{ec}$, al espacio acondicionado, en todo el rango de operación de los sistemas de refrigeración, de $x_a=0$ a $x_a=1$. Se muestra, además el calor requerido en el generador del sistema de absorción, $\dot{Q}_g$ y el requerido en la fuente caliente del motor Stirling, $\dot{Q}_{HS}$ que opera al sistema de refrigeración por compresión. En la figura 5.1, puede apreciarse que el calor demandado por los dos sistemas de refrigeración es igual en $x_a=0.5$. Esto quiere decir que cuando el sistema de absorción no es operado ($x_a=0$), el sistema de compresión proporciona el 100% del calor de enfriamiento, en tanto que cuando el sistema de absorción opera al 100% ($x_a=1$), el sistema de compresión está fuera de operación. El calor demandado por cada sistema de refrigeración para su operación cambia cada uno de manera diferente.

El calor demandado en el generador del sistema de absorción es mayor que el calor producido en 13% y 16% aproximadamente a 28°C y 37°C respectivamente en el condensador. En tanto que el calor requerido por el motor Stirling para alimentar el sistema de refrigeración por compresión,

aumenta en 2.9% y 27.9% en 28°C y 37°C respectivamente si el motor térmico opera con eficiencia de 0.10. No obstante, si este motor térmico opera con eficiencia de 0.3, el calor requerido a la entrada del motor Stirling es menor que el calor de enfriamiento producido, hasta en 66.6% y 53.4% en 28°C y 37°C en el condensador respectivamente. Esto quiere decir que si se requiere enfriar el espacio acondicionado solamente con el sistema de absorción, se requiere aproximadamente 16% mayor calor en la alimentación del sistema. En tanto que, si el enfriamiento se produce solamente con el sistema de compresión acoplado al motor Stirling, el calor requerido al sistema puede ser menor que el producido, hasta en 53.8% si el motor opera con eficiencia de 0.3 y 37°C en el condensador. Esto es debido al rendimiento del sistema de compresión.

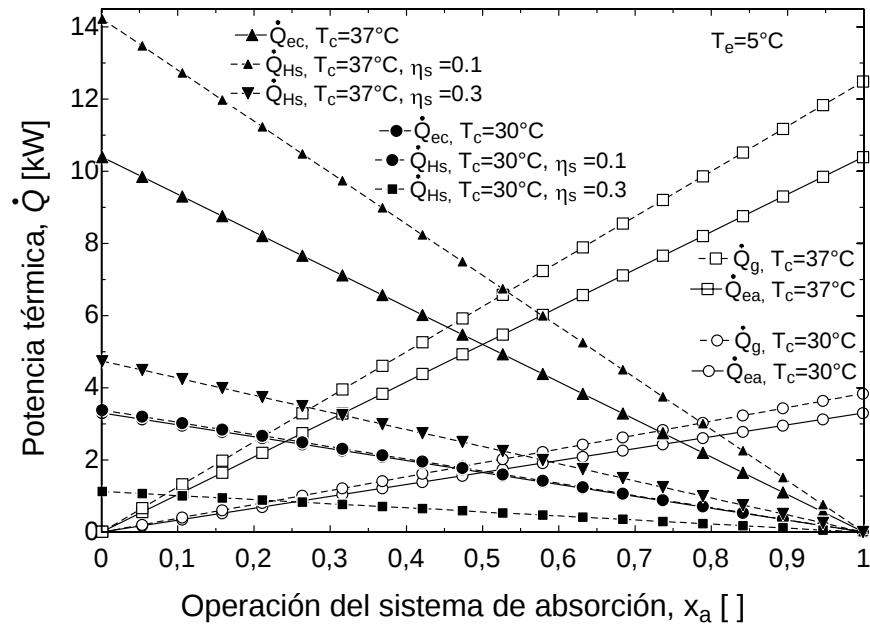


Figura 5. 1 .Calor de enfriamiento y de suministro en el enfriador híbrido respecto a la relación de operación de los sistemas de refrigeración, x_a

La relación de potencia del compresor, de la bomba del sistema de compresión y absorción respectivamente, se muestra en la figura 5.2, en todo el rango de operación del enfriador, de $x_a=0$ a $x_a=1$. Cuando el sistema de absorción opera al 5% ($x_a=0.05$), la relación de potencia es 560 aproximadamente, con $T_c=30^\circ\text{C}$ y $T_e=5^\circ\text{C}$. A la misma temperatura en el condensador y $T_e=15^\circ\text{C}$, la relación de potencia es de 490 aproximadamente. Esto es debido a que la operación del sistema de absorción es mínima, el enfriamiento requerido en el espacio acondicionado lo

suministra casi por completo el sistema de compresión. Esta relación de potencia disminuye a aproximadamente 130 y 30 en el rango de $x_a=0.2$ a $x_a=0.45$. La relación de potencias se reduce a 5 aproximadamente, cuando el sistema de absorción opera al 95% aproximadamente. De acuerdo a esta figura, se recomienda operar el enfriador híbrido a partir de $x_a=0.2$ hacia $x_a=1$.

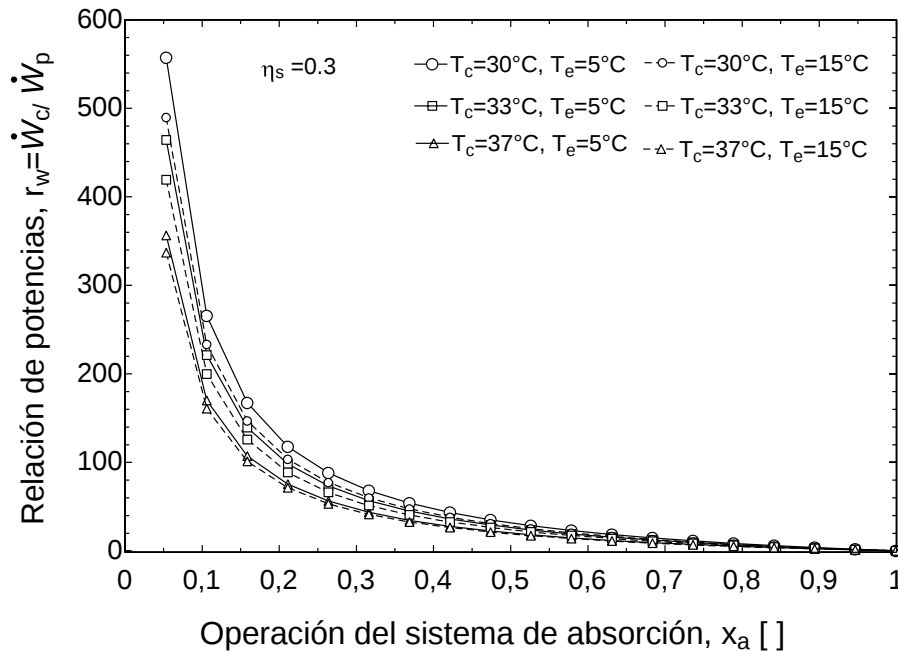


Figura 5. 2. Relación de potencias del compresor y bomba de disolución respecto a la relación de operación de los sistemas de refrigeración, X_a .

En la figura 5.3 puede apreciarse la relación del calor útil generado por el concentrador solar, entre el calor de enfriamiento producido por el enfriador híbrido en todo el rango de operación del sistema, de $x_a=0$ a $x_a=1$. De la figura, puede apreciarse que si la eficiencia del motor Stirling es de 0.1, el calor suministrado al sistema global, es mayor que el calor de enfriamiento producido ($r_q > 1$). Esto quiere decir que se suministra más calor del que se produce como enfriamiento. En tanto que si la eficiencia del motor térmico es de 0.2 y 0.3, el calor suministrado al sistema global es menor que el calor de enfriamiento producido en el rango de operación de $x_a=0$ hasta $x_a=0.65$ y $x_a=0.8$ respectivamente. Después de estos valores, en todos los casos de eficiencia y temperatura de condensación, analizados en este trabajo, el calor suministrado al sistema es mayor que el calor de enfriamiento producido.

De esta figura, puede recomendarse que la operación del enfriador híbrido sea entre $x_a=0$ y $x_a=0.85$ si la eficiencia del motor Stirling es 0.3, con el fin de producir siempre mayor enfriamiento del calor suministrado al sistema, $Q_e > Q_u$ y $r_q < 1$. De las figuras 5.1 a la 5.4, puede concluirse que es conveniente operar el enfriador híbrido en el rango de operación de $x_a=0.2$ a $x_a=0.4$, con el fin de que la relación de potencias no sea mucho mayor de 100, y que el calor producido siempre sea mayor que el calor suministrado. En el rango recomendado, la producción de enfriamiento es entre 50 y 70% aproximadamente mayor que el calor de alimentación.

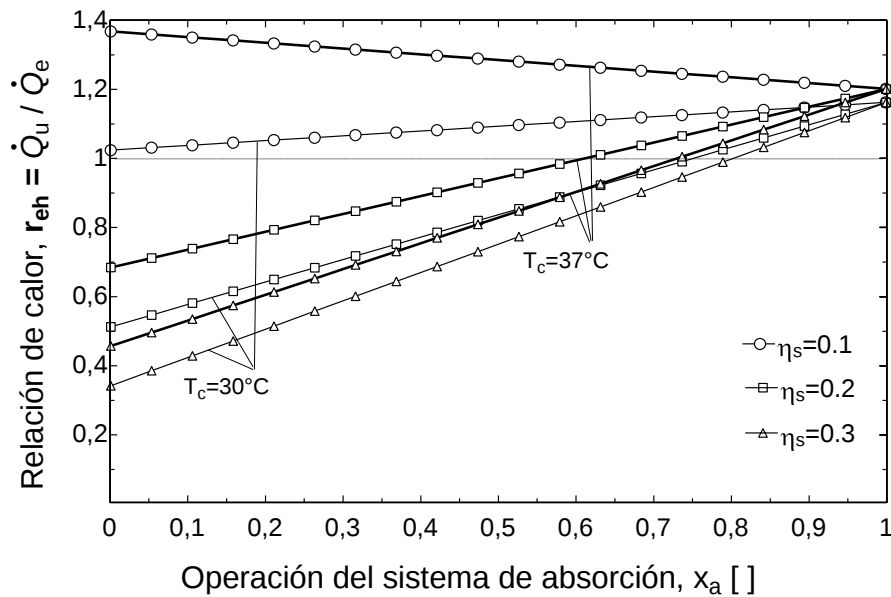
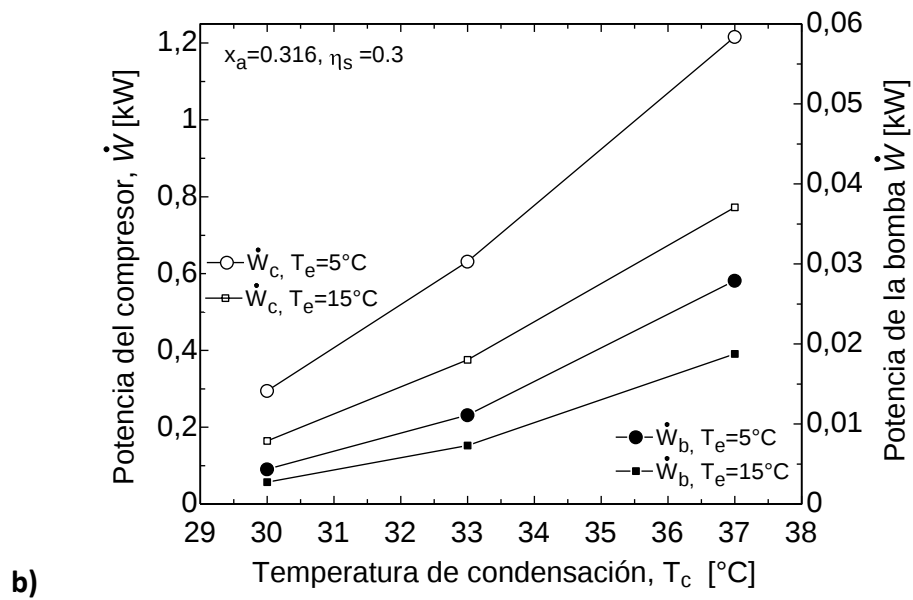
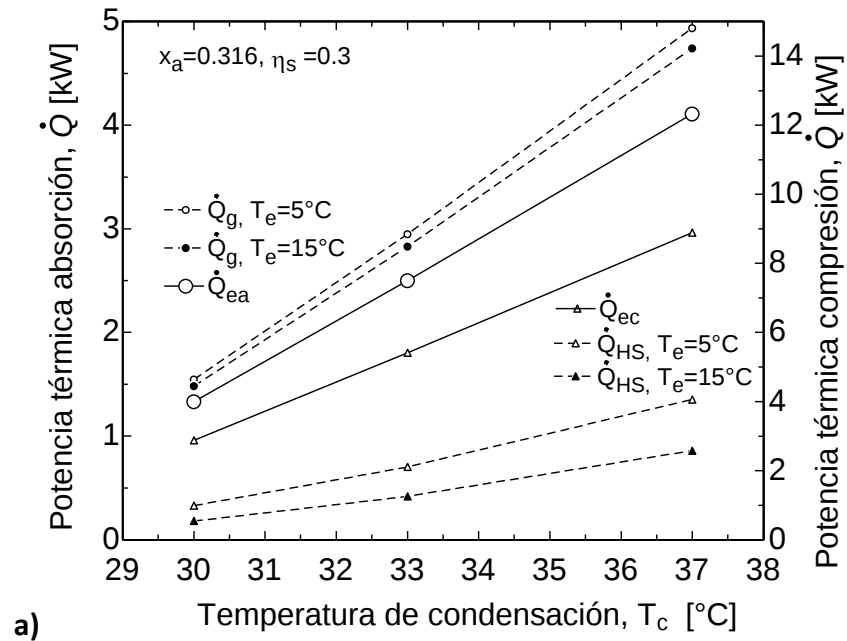


Figura 5. 3. Relación de calor suministro y producido respecto a la relación de operación de los sistemas de refrigeración, x_a .

En la figura 5.4 se muestra la potencia térmica, la potencia mecánica y el COP de los dos sistemas de refrigeración, para el caso en que el sistema de absorción proporciona el 32% del calor de enfriamiento, $x_a=0.316$. La eficiencia del motor Stirling es de 0.3. De la figura 5.4, b) puede apreciarse que la potencia térmica y mecánica aumentan con respecto a la temperatura de condensación. En la misma figura, con $T_c=33^\circ\text{C}$ por ejemplo, puede apreciarse que cuando la temperatura de evaporación es menor, la potencia térmica y mecánica aumentan, en tanto que el COP disminuye. Por último, puede apreciarse en la figura 5c) a la temperatura de evaporación de 15°C , que el COP del sistema de absorción disminuye a razón de 1.04%, en tanto que el del sistema de compresión disminuye a razón de 4.8% por cada grado Celsius de temperatura de

condensación. Esto puede ser debido al cambio de entalpías mayor en el sistema de compresión. Lo que conlleva a una mayor potencia del compresor, lo cual hace disminuir más rápidamente el COP.



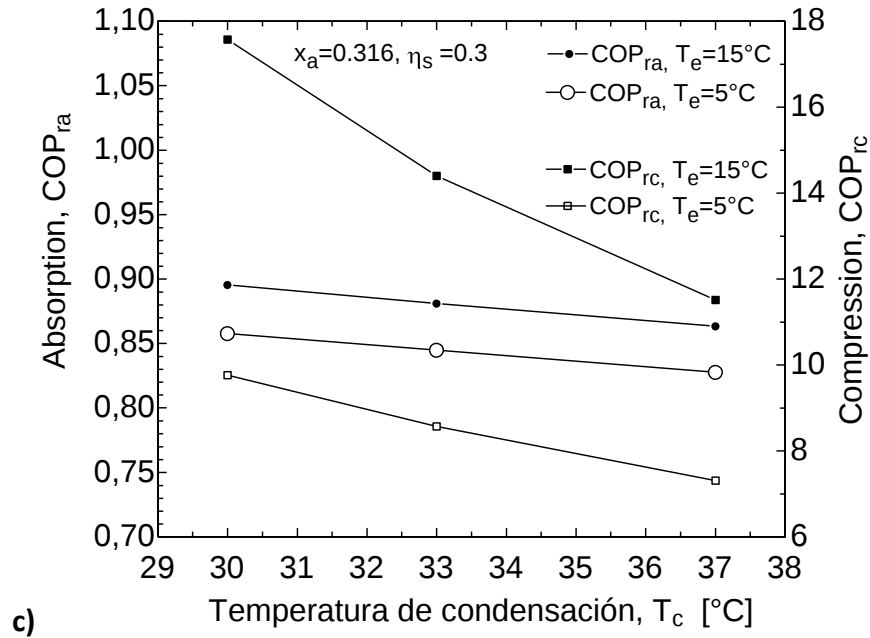


Figura 5. 4. Potencia térmica (a), mecánica (b) y COP (c) de los sistemas de refrigeración respecto a la temperatura de condensación y evaporación.

5.1.2. Concentrador solar para enfriador

Los resultados del concentrador solar de baja capacidad modelado se presentan en las diferentes figuras a continuación. En la figura 5.5 se muestra el área y el diámetro del absorbedor solar obtenidos con la relación de concentración, C de 5 a 100. Puede apreciarse que el área y el diámetro del absorbedor disminuyen a razón de 2.5% y 1.66% respectivamente por cada unidad de concentración, entre los valores de $C=20$ y $C=40$. Con valores mayores de la relación de concentración, la razón de disminución es de 1.1 y 1.0 para el área y el diámetro respectivamente. En tanto que relaciones de concentración menores de 10, tanto el área como el diámetro disminuyen a razón de 10.66% y 5.8% respectivamente por cada unidad de relación de concentración. Estos resultados sugieren que, con relaciones de concentración mayores de 20, el diámetro del absorbedor será menor de 30 cm. Esto puede contribuir a que la fuente caliente del motor Stirling sea robusto y pueda alcanzar temperaturas medias, en lugar de altas, lo cual contribuye a mejorar la eficiencia del concentrador solar.

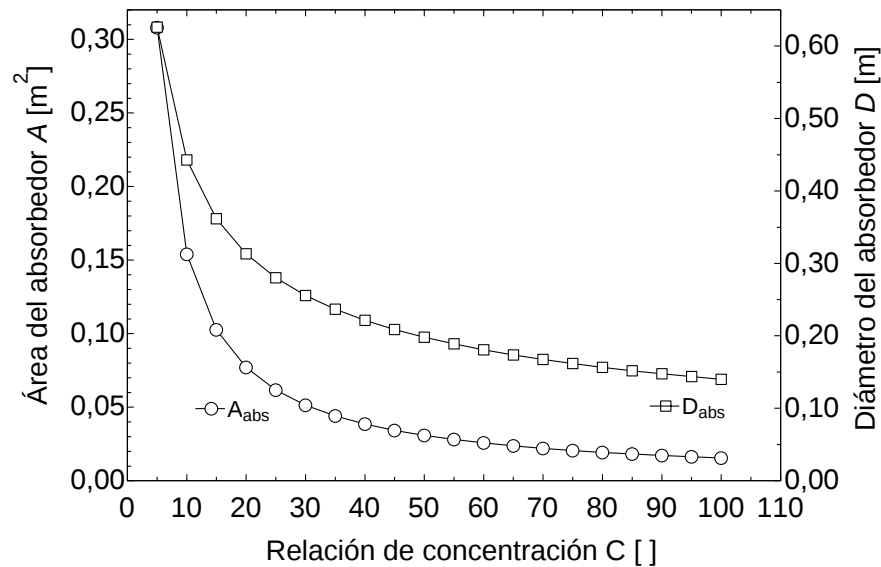


Figura 5. 5. Área y diámetro del absorbente del concentrador del solar respecto a la relación de concentración.

Con temperatura en el concentrador solar de 200°C y 40% del calor producido se proporciona al sistema de refrigeración por absorción, $x_g=0.4$, el calor suministrado al sistema y el calor producido por ambos sistemas de refrigeración se muestran en la figura 5.6. De la figura puede observarse que, del total del calor producido por el concentrador solar, $\dot{Q}_u$, el 40% es suministrado al generador del sistema de absorción, $\dot{Q}_g$, en tanto que el 60% restante es aprovechado por la fuente caliente del motor Stirling, $\dot{Q}_{HS}$. En la misma figura, con $I=1000 \text{ W/m}^2$, puede apreciarse que el calor producido por el sistema de refrigeración por absorción es aproximadamente 67% menor que el calor producido por el concentrador solar.

No obstante, el sistema de compresión puede producir calor de enfriamiento desde 35% menos que el calor producido por el concentrador solar y hasta 23% y 53% más que el del concentrador con eficiencias en el motor Stirling de 0.1, 0.2 y 0.3 respectivamente. De la figura, puede concluirse que, si el 40% del calor producido por el concentrador solar, se entrega al sistema de absorción, el sistema de compresión puede producirse hasta 53% más calor de enfriamiento.

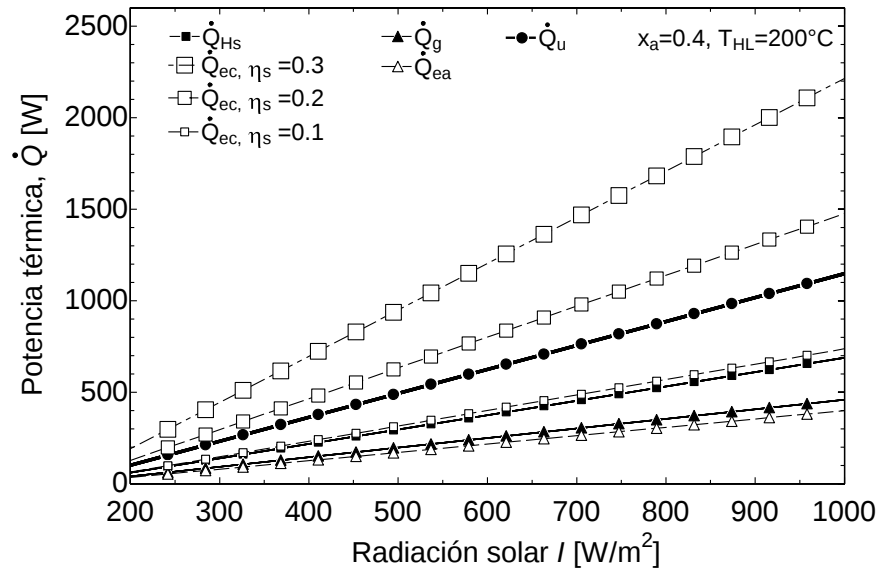


Figura 5. 6. Potencia térmica producida por el concentrador solar y por los sistemas de refrigeración/compresión, respecto a la radiación solar.

La eficiencia del concentrador solar, mostrada en la figura 5.7, fue evaluada a temperaturas en el foco caliente, T_H , de 200°C, 300°C y 400°C. De la figura puede apreciarse que, en el rango de radiación de 200 W/m² a 1000 W/m² y $C=30$, la eficiencia disminuye más rápidamente cuando la temperatura del foco caliente es 400°C, que cuando vale 200°C.

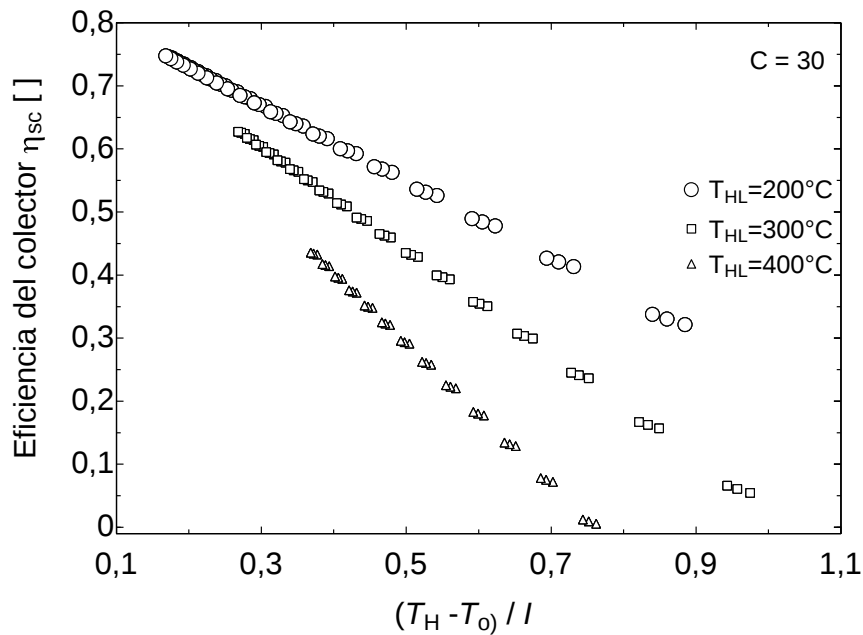


Figura 5. 7. Eficiencia del concentrador solar respecto a la diferencia de temperatura en el colector y la ambiente, entre la radiación solar a tres temperaturas del foco caliente.

Para mostrar la relación de los rendimientos en los diferentes sistemas del enfriador híbrido, en la figura 5.8 se presentan la eficiencia del concentrador solar, junto al COP de los dos sistemas de refrigeración, respecto a la radiación solar. En la figura puede apreciarse la eficiencia del concentrador solar estar en el rango de 0.33 a 0.75. El COP del sistema de absorción es 0.85. En tanto que el COP del sistema de compresión fue de COP=11, cuando $T_H=200^\circ\text{C}$ y $T_C=28^\circ\text{C}$.

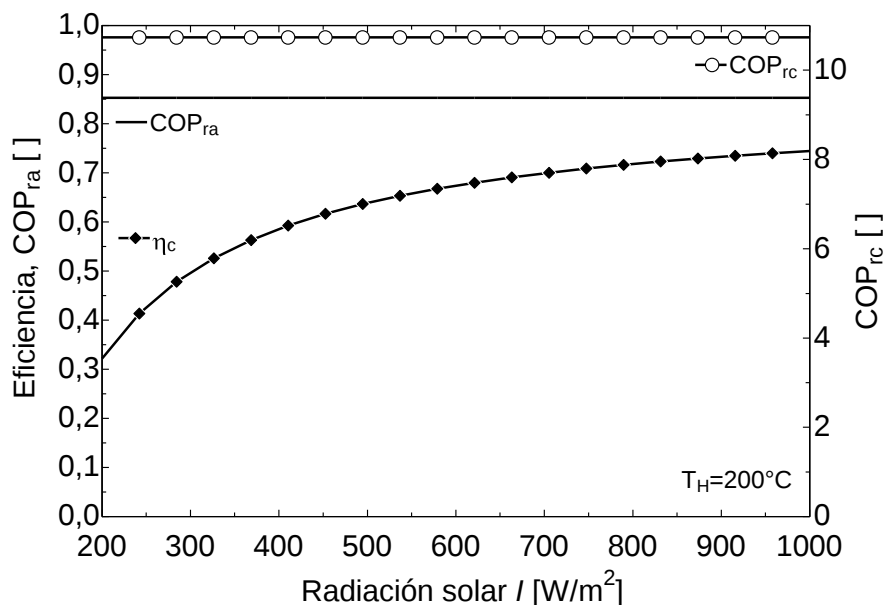


Figura 5. 8. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

5.2. Refrigeración por absorción no adiabática con energía solar

El modelo desarrollado en 4.1 fue programado en software EES con las condiciones mostradas en 4.2. Los resultados se muestran a continuación.

5.2.1. Influencia de la radiación solar

La figura 5.9 muestra el comportamiento de la eficiencia del colector respecto a la radiación solar a diferentes temperaturas ambiente, con la temperatura de entrada al colector solar $T_i=28^\circ\text{C}$. Como puede apreciarse en la figura la eficiencia crece a mayor radiación y cuando la temperatura ambiente es mayor. Este comportamiento es de esperarse porque solo se está evaluando

respecto a la radiación y la temperatura ambiente. Como puede notarse, la temperatura de entrada del colector se mantiene constante. Así mismo el material y el área no fueron cambiados.

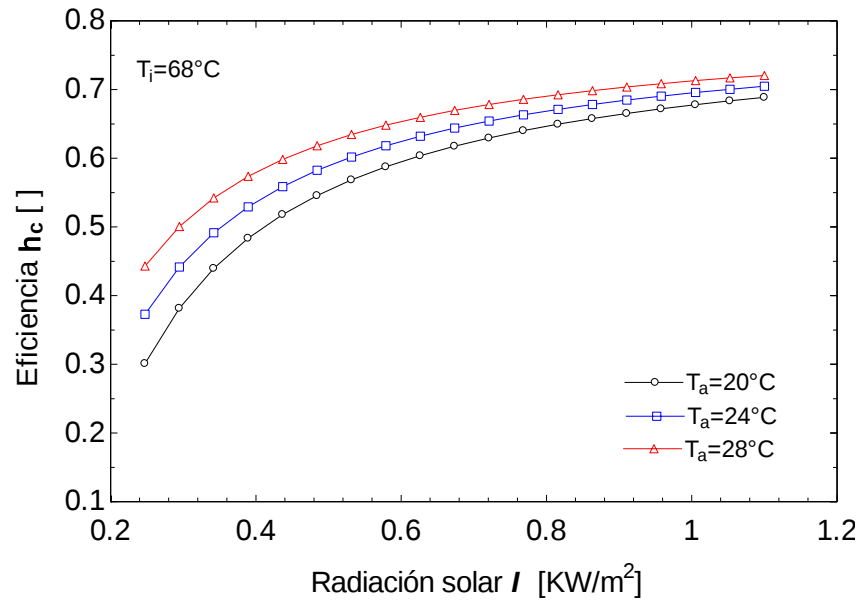


Figura 5. 9. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

El calor en el generador es de gran importancia ya que nos indica la cantidad necesaria de energía que puede suministrar al sistema para que este cumpla con la carga de refrigeración deseada. En el presente caso el calor en el generador es para un sistema de refrigeración por absorción, todo depende del parámetro es posible determinar qué tipo de energía de suministro es posible utilizar.

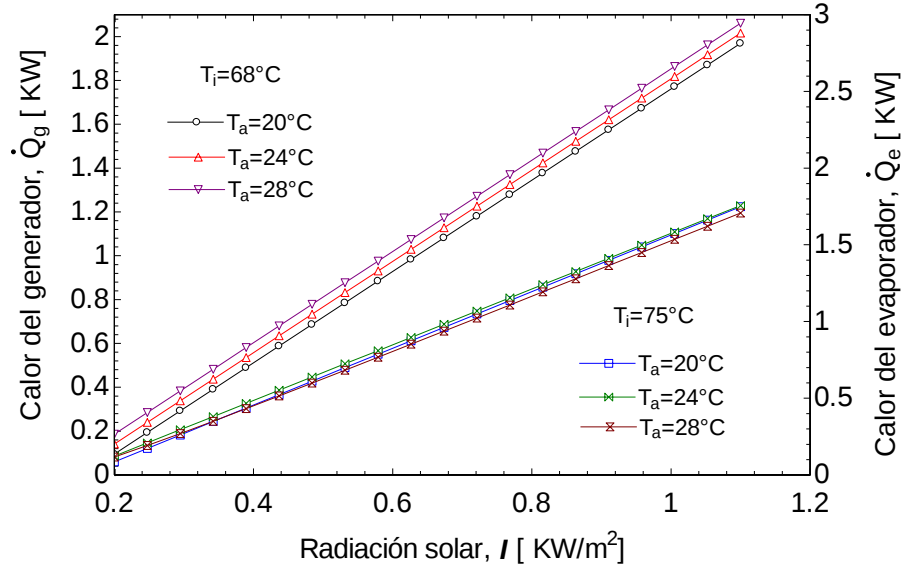


Figura 5. 10. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

La figura 5.11 muestra cómo influye la temperatura del ambiente en el rendimiento térmico de un sistema de refrigeración por absorción utilizando la solución agua bromuro de litio. Se puede apreciar cómo va tomando valor el calor del generador cuando existe una variación de temperatura ambiente a un intervalo de diferencia de grado cuatro. Por otro lado, se aprecia como van ascendiendo las gráficas del calor del evaporador al respecto de la radiación solar.

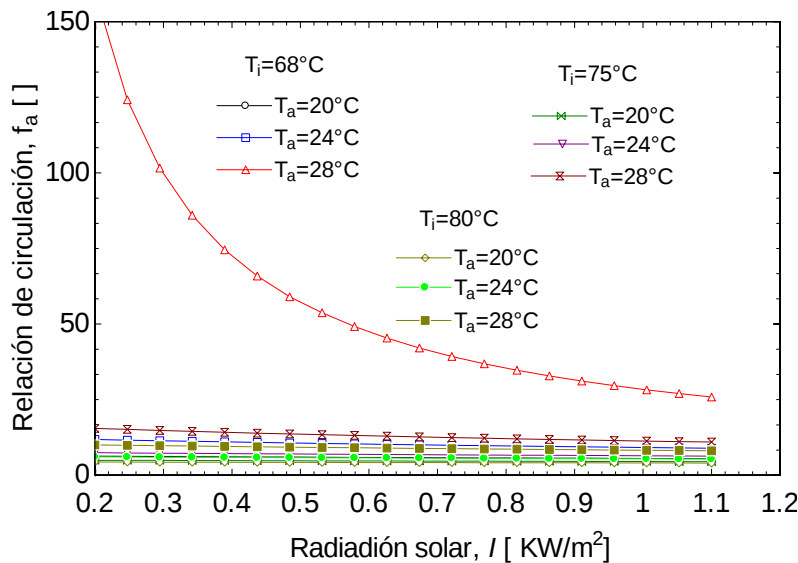


Figura 5. 11. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

En la figura 5.12. Se muestra como varia la relación de circulación en función de la radiación solar. Donde prácticamente, se puede apreciar el mismo comportamiento en varias gráficas mientras que aumentan el valor de la radiación solar debido a que las temperaturas de entradas consideradas se cambian.

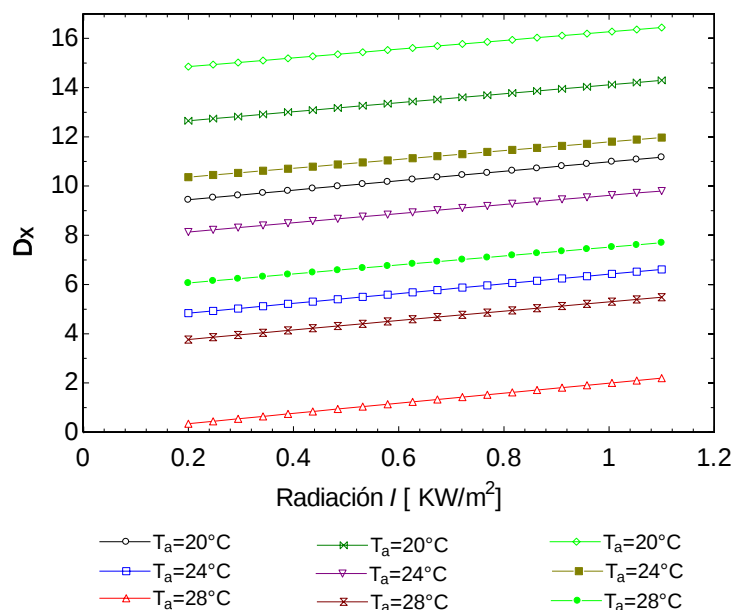


Figura 5. 12. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

En la Figura 5.13 se representan los resultados teóricos de coeficiente de. Como puede observarse, que el valor del COP entre 0.79 y 0.83, las dos gráficas tienen el mismo comportamiento a una temperatura de entrada única de diferentes temperaturas del ambiente. Por lo tanto, se demuestra que a una temperatura de 64°C en el generador donde el COP se empieza de la forma ascendente a la misma temperatura de entrada que las gráficas mencionadas anteriormente. Ahora, con una distinta temperatura del ambiente de 28°C al aumentar la temperatura en el generador.

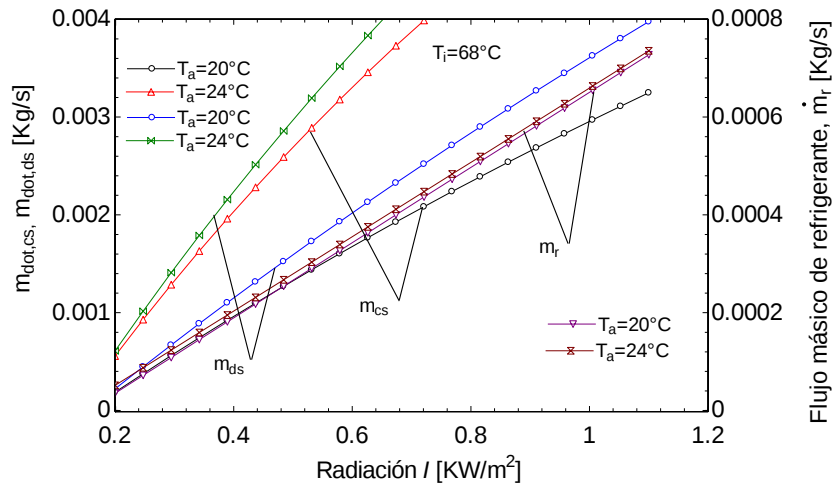


Figura 5. 13. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

En la figura 5.14 se muestra la diferencia de la concentración respecto a la radiación solar. En la cual puede apreciarse que la concentración aumenta linealmente conforme a la radiación solar sea mayor, de la misma forma que se comportan las gráficas en la figura 5.15. De esta manera se concluye que al incrementar la radiación solar aumentará la temperatura del ambiente, esto se manifiesta en términos de temperatura más elevada en el fluido de trabajo, por lo tanto, la eficiencia del Sistema sea más alta.

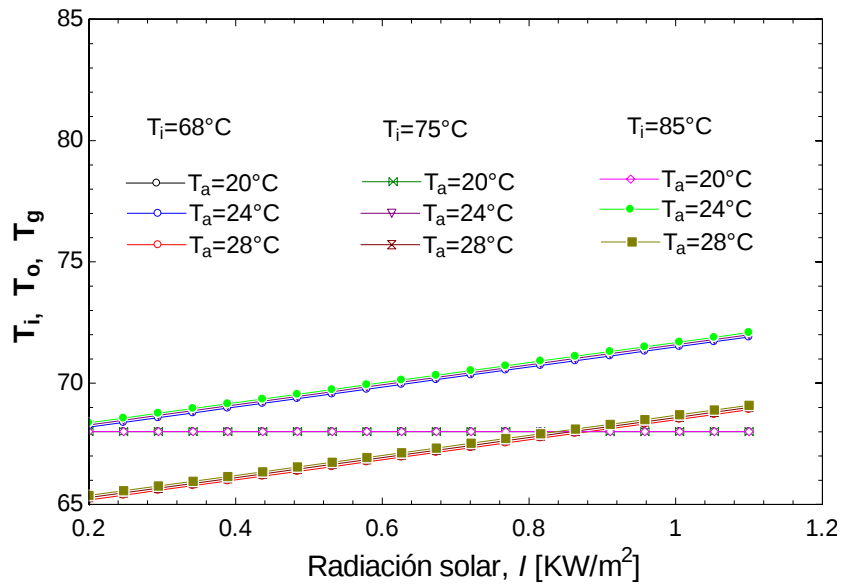


Figura 5. 14. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

5.2.2. Influencia del coeficiente de la ecuación de Hottel Whillier Bliss

El coeficiente de la ecuación de Hottel Whillier Bliss, es un parámetro muy útil para apreciar el comportamiento de la eficiencia del colector. El comportamiento de la eficiencia respecto a este parámetro se presenta en la figura 5.15. De la figura puede apreciarse la tendencia lineal respecto al parámetro.

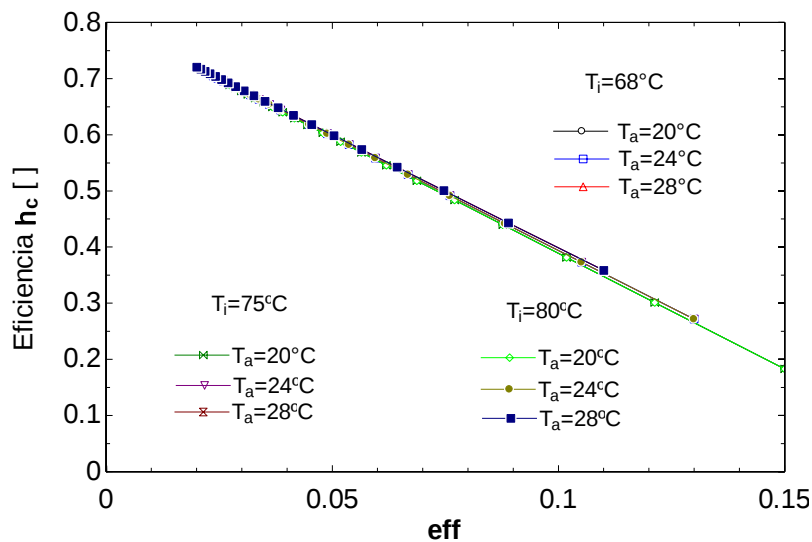


Figura 5. 15. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

5.2.3. Influencia de la temperatura del generador

El coeficiente de operación del sistema de refrigeración por absorción no adiabática, se presenta en la figura 5.16. De la figura, puede apreciarse que cuando la temperatura ambiente es de 28 °C, el COP, aumenta de 0.3 a 0.65 en el rango de temperaturas de 65 °C a 69 °C.

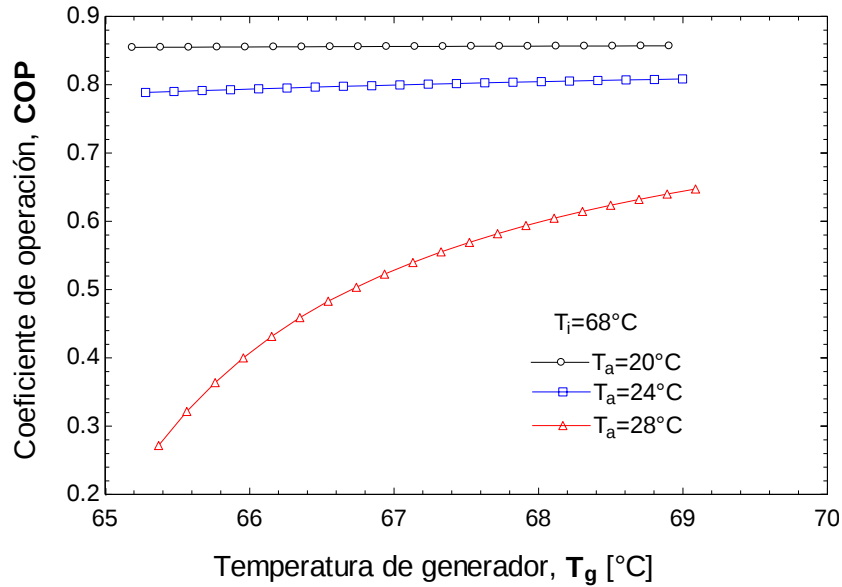


Figura 5. 16. Rendimiento de los sistemas térmicos y de refrigeración, respecto a la radiación solar en el concentrador solar.

5.3. Refrigeración por absorción adiabática

En el presente apartado el análisis del comportamiento de un sistema de refrigeración por absorción adiabático utilizando la solución agua bromuro de litio, se realizó mediante simulación computacional. A continuación, se muestran algunos resultados importantes que fueron obtenidos a partir de la programación en el software EES.

5.3.1. Potencia térmica en el generador

En los sistemas de refrigeración por absorción resulta importante conocer los flujos de calor que se llevan a cabo en cada uno de los componentes del sistema para determinar por ejemplo la capacidad y dimensiones de cada uno de los equipos que componen al sistema. Uno de los parámetros más relevantes de los sistemas de refrigeración por absorción es la temperatura del generador. En la figura 5.17 se puede apreciar como el flujo de calor del generador tiende a disminuir mientras más alta sea la temperatura del generador a diferentes condiciones de temperaturas en el condensador y evaporador.

Además, se puede observar, por ejemplo, al considerar los resultados obtenidos para unas condiciones de funcionamiento particulares, donde $T_g = 85\text{ °C}$, $T_c = 35\text{ °C}$ y $T_e = 5\text{ °C}$. Esto puede explicarse por el hecho de que solo se extrae calor sensible en el subenfriado y por lo tanto se obtiene menos cambio de concentración en el absorbedor. En consecuencia, debería circular un caudal de solución más alto a través del absorbedor y el generador para producir la cantidad de refrigerante necesaria para alcanzar la capacidad de refrigeración fija. Por este motivo, el generador debe suministrar una mayor cantidad de energía $\dot{Q}_g$.

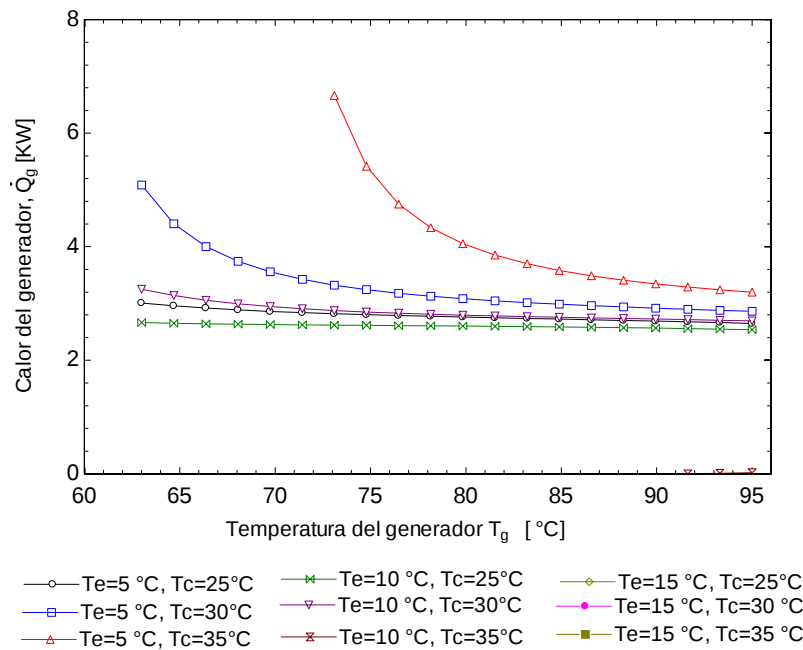


Figura 5.17. Calor del generador al respecto de la temperatura del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y evaporador.

5.3.2. Relación de circulación

En la figura 5.18 se puede apreciar como se demuestra, que mientras más alta sea la temperatura que se requiera en el generador para todo el rango simulado, f_a tiende a decrecer. Estos resultados también ilustran que, para la evaporación fija y la temperatura del generador, valores más altos de temperatura de condensación aumentan la relación de circulación f . Pero f disminuye a medida que aumenta T_e para T_g y T_c .

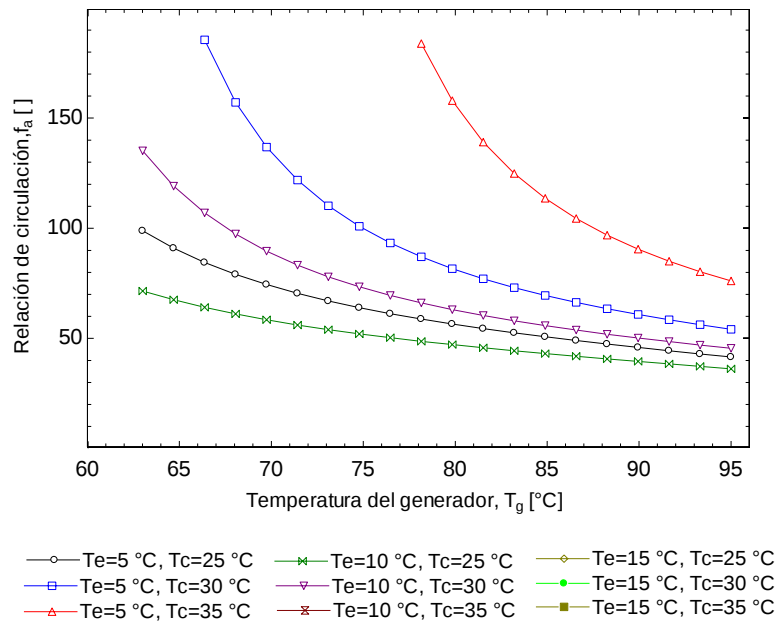


Figura 5.18. Relación de circulación al respecto a la temperatura del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y evaporador.

5.3.3. Coeficiente de operación

La variación de COP con las temperaturas del condensador y evaporador están directamente relacionadas a los valores en la figura 5.19, se puede apreciar que más alto sea la temperatura de condensación, T_c , reducen el COP para el sistema estudiado, y la subida de T_e produce un aumento de COP. Estos resultados concuerdan con los de [84].

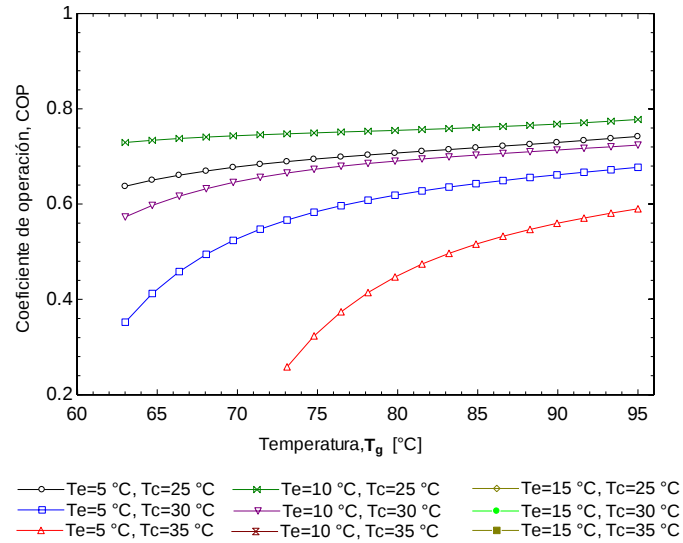


Figura 5.19. Coeficiente de operación al respecto de la temperatura del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y el evaporador.

5.4. Refrigeración por absorción adiabática con energía solar a baja temperatura

5.4.1. Calor útil del colector solar

En la figura 5.20, se presenta el calor producido por el colector solar plano, en el rango de temperaturas de 45 a 75 °C. Como puede apreciarse, el calor producido disminuye conforme a la temperatura del colector aumenta. Esto se debe a que la eficiencia del colector solar disminuye conforme a la temperatura de entrada del colector si sea superior a la temperatura ambiente.

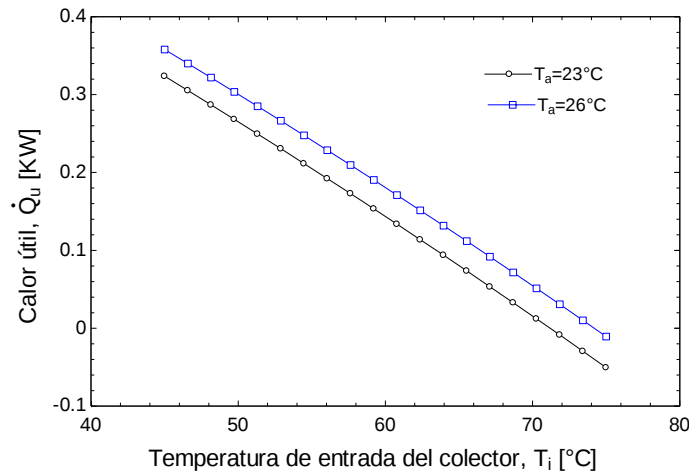


Figura 5.20. Calor útil del colector solar al respecto de la temperatura de entrada del colector, a diferentes temperaturas ambiente.

5.4.2. Calor de enfriamiento del sistema global

En la figura 5.21, se presenta el calor de enfriamiento producido por el sistema de refrigeración por absorción, alimentado por un colector solar plano de baja temperatura. Como puede apreciarse, el calor producido aumenta con temperaturas de 45 a 52°C para la temperatura ambiente de 23 °C y de 51 a 58°C para T_a de 26°C. A partir de este valor de temperatura, el calor producido disminuye. Esto puede deberse a que, por un lado, el sistema de absorción produce mayor enfriamiento conforme a la temperatura del generador aumenta. Sin embargo, la eficiencia del colector solar disminuye cuando la temperatura media crece. Por consiguiente, el máximo se debe al conjunto de los dos sistemas.

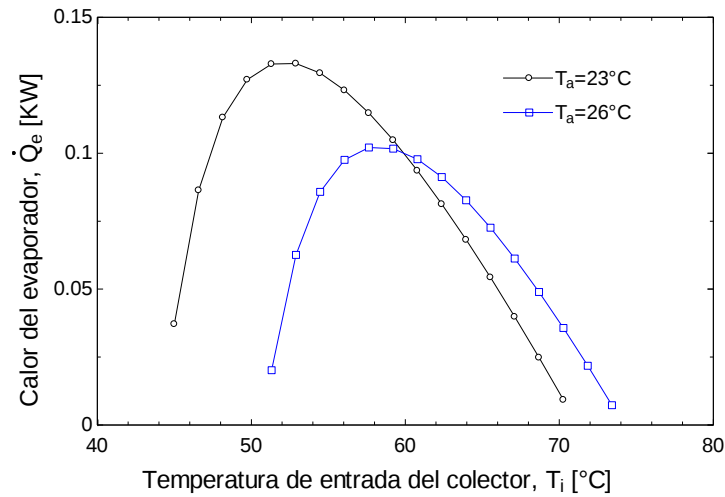


Figura 5.21. calor de enfriamiento producido por el sistema de refrigeración por absorción adiabático, alimentado por un colector solar plano de baja temperatura.

5.4.3. Rendimiento del sistema global

En la figura 5.22 se presenta el Coeficiente de operación del sistema de refrigeración por absorción adiabática, respecto a la temperatura de entrada del colector solar. De la figura, se puede apreciar cómo se incrementa el COP en función de la temperatura de entrada del colector. Este comportamiento ya es conocido, el cual se sabe que el COP aumenta conforme la temperatura del generador crece.

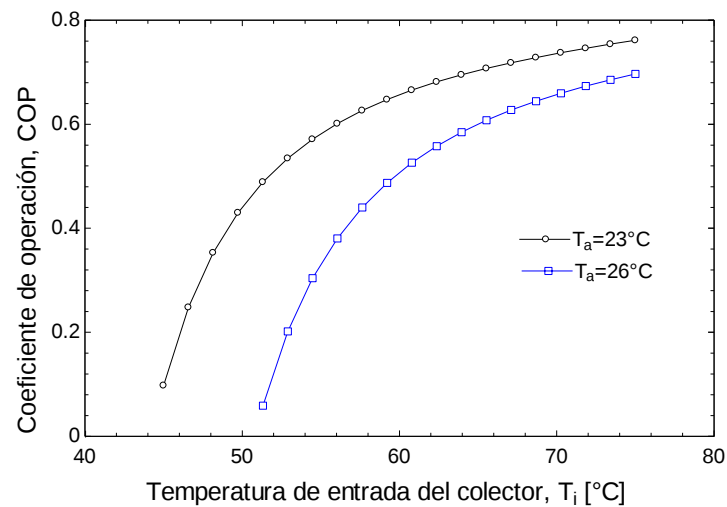


Figura 5.22. Coeficiente de operación del sistema de refrigeración por absorción adiabática, respecto a la temperatura de entrada del colector solar

Conclusiones

En esta tesis se realizó la modelación y simulación de un enfriador híbrido alimentado por un concentrador solar acoplado a un motor Stirling, con la finalidad de enfriar a un espacio determinado. Además, un sistema de refrigeración por absorción adiabática utilizando colectores planos fue evaluado.

Los objetivos alcanzados después de realizar el presente trabajo son las siguientes:

Enfriador híbrido

- El enfriador híbrido puede producir enfriamiento con ambos sistemas de refrigeración acoplados, o con uno de los dos solamente, de $x_a=0$ a $x_a=1$.
- El sistema de compresión acoplado con el motor Stirling puede proporcionar calor de enfriamiento en el evaporador hasta 53.4% más del calor suministrado en la fuente caliente del motor térmico.
- La relación de potencia mecánica entre el sistema de compresión y el sistema de absorción oscila entre 560 y 5 en el rango de $x_a=0.05$, $x_a=0.95$. Cuando x_a está en el rango de 0.2 a 0.45, la relación de potencias está entre 130 y 30. Este rango puede ser adecuado para operación del sistema híbrido.
- De la relación de calor, $r_h=\dot{Q}_u/\dot{Q}_e$, puede concluirse para que siempre pueda producirse mayor calor de enfriamiento respecto al calor suministrado, la operación del sistema de absorción debería estar entre $x_a=0.2$ y 0.6, con eficiencias del motor Stirling entre 0.2 y 0.3 y temperaturas de condensación de 28°C a 37°C.

Concentrador solar

- El absorbedor del concentrador solar puede ser menor de 30 cm, cuando la relación de concentración es mayor de $C=20$. Esto puede contribuir a que la fuente caliente del motor

Stirling sea robusto y pueda alcanzar temperaturas medias, en lugar de altas, lo cual contribuye a mejorar la eficiencia del concentrador solar

- Con 40% de calor suministrado al sistema de absorción, y 60% al sistema de compresión, éste puede producir calor de enfriamiento hasta 53% más que el producido por el concentrador solar, con $T_h=200^{\circ}\text{C}$ y $\eta_s=0.3$.
- La eficiencia del concentrador solar es mayor cuando la temperatura en el foco caliente es más baja.
- En un concentrador solar de baja capacidad, en un día típico en la ciudad de México, puede alcanzarse temperaturas en el foco caliente entre 200°C y 400°C con valores de radiación medidas de 200 W/m^2 a 1200 W/m^2 .

Absorbedor adiabático con energía solar a baja temperatura

- Durante la simulación, se observa que a mayor temperatura ambiente el Coeficiente de operación es menor. No obstante, este coeficiente crece cuando la temperatura del generador es mayor, la cual es alimentada por el colector solar.
- Se observa que el coeficiente de la ecuación de Hottel Whillier Bliss, es un parámetro muy útil para apreciar el comportamiento de la eficiencia del colector con la tendencia lineal respecto al parámetro.
- En el sistema adiabático se concluye que el calor producido disminuye conforme la temperatura del colector aumenta. Esto se debe a que la eficiencia del colector solar disminuye conforme la temperatura del colector se aleja de a la temperatura ambiente.

Trabajo futuro

Con el objetivo de mejorar o complementar el trabajo aquí realizado, se sugiere:

- Modelar un enfriador híbrido con concentradores solares conectados en serie o en paralelo.
- Modelar un enfriador mediante refrigeración por absorción alimentado con el calor residual del motor Stirling.
- Modelar un enfriador alimentado con energía solar a baja temperatura utilizando otros fluidos de trabajo en el sistema de absorción.
- Realizar una instalación experimental de enfriador solar de baja temperatura para evaluar un sistema como el que aquí se estudió.

Referencias

- [1] Venegas, M., Izquierdo M., de Vega M. Lecuona A., 2002, Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat. *International Journal energy, Research*, Vol 26, pp. 775-791.
- [2] García Casals, X., 2006, Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations. *Renewable Energy*, Vol. 31, pp. 1371-1389.
- [3] Lecuona, A., Ventas R., Venegas M., Zacarías A., Salgado R., 2009. Optimum hot water temperature for absorption solar cooling. *Solar Energy*. doi:10.1016/j.solener.2009.06.016.
- [4] Balaras, C., Grossmann, G., Henning, H.M., Infante Ferreira, C., Podesser, E., Wang, L., E. (2007). Solar Air Conditioning in Europe – an overview. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 11(2), 299-314.
- [5] Jesús López Villada, Integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor. Tesis PhD Universidad Rovira I Virgili, ISBN: 978-84-693-9443-4 Dipòsit Legal: T.60-2011
- [6] Kim, B. H., Infante Ferreira, C. A., 2008. Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 1012–1020.
- [7] Grazia Leonzio, 2017. Solar systems integrated with absorption heat pumps and thermal energy storages: state of art, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 70 (2017) 492–505
- [8] Zeyu Li Yue, Jing Jinping Liu, 2016. Thermodynamic study of a novel solar LiBr/H₂O absorption chiller. *ENB 7081*; PII: S0378-7788(16)31185-9 (2016).

- [9] Pongsid Srihirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana, 2001, A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 5, pp. 343-372.
- [10] L.W.Wang, H.S.Bao, R.Z.Wang, 2009, A comparison of the performances of adsorption and desorption refrigeration systems powered by the low grade heat. *Renewable Energy* Volume 34, Issue 11, November 2009, Pages 2373-2379.
- [11] PLamp, FZiegler, 1998, European research on solar-assisted air conditioning. *International Journal of Refrigeration* Volume 21, Issue 2, March 1998, Pages 89-99.
- [12] Jonathan Ibarra Bahena & Rosenberg J. Romero 2014. Performance of different experimental absorber designs in absorption heat pump cycle technologies: a review. *Energies* Vol. 7. PP. 751-766.
- [13] Lecuona, A., Ventas R., Venegas M., Zacarías A., Salgado R., 2008. Temperatura de generación óptima en instalaciones de frío solar haciendo uso de la ecuación característica. XIV Congreso Ibérico y IX Iberoamericano de Energía Solar CIES 2008. 17 al 21 de Junio, Vigo España, 2009.
- [14] Hwang, Y., 2004, Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 816–829.
- [15] Romero, R.J., Guillen, L., Pilatowsky, I., 2005, Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 867–876.
- [16] García Casals, X., 2006, Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations. *Renewable Energy*, Vol. 31, pp. 1371-1389.
- [17] Yongming, N., Jiangping, C., Zhijiu, C., Huanxin, C., 2007, Construction and testing of a wet-compression absorption carbon dioxide refrigeration system for vehicle air conditioner, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 31–36.

- [18] Muthu, V., Saravanan, R., Renganarayanan, S., 2008, Experimental studies on R134a-DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 47, pp. 175–181.
- [19] Sun, Z.G. 2008. Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression chiller and absorption chiller, *Energy*, Vol. 33, pp. 431-436.
- [20] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2008, The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 962–969.
- [21] Siddharth Suman, Mohd. Kaleem Khan Manabendra Pathak., 2015, Performance enhancement of solar collectors. A review: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Vol. 49, pp. 192-210.
- [22] Otanicar, P.E. Phelan, R. S. Prasher, G. Rosengarten, R.A. Taylor, 2010), Nanofluid-based direct absorption solar collector, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. Vol. 2, pp: 1-13.
- [23] Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. 3rd ed. Hoboken,NJ, USA: Wiley; 2006.
- [24] Srikhirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S., 2001, A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*; Vol. 5, pp. 343–72.
- [25] Hassan H, Mohamad A., 2012, A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*; Vol. 16, pp. 5331–48.
- [26] Lawson M, Lithgow R, Vliet G. Water–lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis. *ASHRAE Transactions (United States)* 1982:88.
- [27] Mehdi Zeyghami, D. Yogi Goswami, Elias Stefanakos., 2015, A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy*. Vol. 51, pp. 1428–1445
- [28] Herold KE, Radermacher R, Klein SA. *Absorption chillers and heat pumps*. 2nd ed. USA: CRC Press; 2016.

- [29] Henning H-M. 2007, Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Appl Therm Eng.* Vol. 27, pp. 1734–49.
- [30] World Energy Resources: 2013 Survey, URL: < <https://www.worldenergy.org/publications/2013/world-energy-resources-2013-survey/> >; 2013 [accessed June 2016].
- [31] Kim DS, Infante Ferreira CA. 2008, Solar refrigeration options—a state-of-the-art review. *International Journal Refrigeration.* Vol. 15, pp. 31:3.
- [32] Junjiang Bao, Lei Zhang, Chunxiao Song, Ning Zhang, Xiaopeng Zhang, Gaohong He., 2020, Comparative study of combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for refrigeration: Single fluid or dual fluid. *Sustainable Energy Technologies and Assessments.* Vol. 37, pp. 100-595
- [33] A. Zacarías S. (2009). Transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos con aplicación de la disolución Nitrato de Litio-Amoniaco. Tesis doctoral. Universidad Carlos III. España.
- [34] F.S.K. Warnakulasuriya, F.S.K., Worek W.M., 2006. Adiabatic water absorption properties of an aqueous absorbent at very low pressures in a spray absorber. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1592-1602.
- [35] C.A. Infante Ferreira, Vertical tubular absorbers for ammonia–salt absorption refrigeration, Ph.D. Thesis, Delft Technical University, Delft, Holland, 1985.
- [36] F.S.K. Warnakulasuriya, W.M. Worek., 2008, Drop formation of swirl-jet nozzles with high viscous solution in vacuum-new absorbent in spray absorption refrigeration, *Int. J. Heat Mass Transf.* 51, pp. 3362–3368.
- [37] A. Zacarías, M. Venegas, A. Lecuona, R. Ventas., 2013, Experimental evaluation of ammonia adiabatic absorption into ammonia–lithium nitrate solution using a fog jet nozzle, *Appl. Therm.* Vol. 50 pp. 781–790.

- [38] E. Palacios, M. Izquierdo, R. Lizarte, J.D. Marcos.,2009, Lithium bromide absorption machines: pressure drop and mass transfer in solutions conical sheets, *Energy Convers.* Vol. 50, pp. 1802–1809.
- [39] A. Zacarías, M. Venegas, A. Lecuona, R. Ventas, I. Carvajal., 2015. Experimental assessment of vapour adiabatic absorption into solution droplets using a full cone nozzle. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 68, pp. 228–238.
- [40] Nasiru I. Ibrahim, Fahad A. Al-Sulaiman, Farid Nasir Ani., 2018, Solar absorption systems with integrated absorption energy storage – A review. Vol. 82, Part 1, pp.1602-1610.
- [41] Qingyu Xu, Ding Lu, Gao fei Chen, Hao Guo, Xueqiang Dong, Yan xing, Zhao Jun, Shen Maoqiong Gong., 2019, Experimental study on an absorption refrigeration system driven by temperature-distributed heat sources. *Energy*. Vol. 170, pp. 471-479.
- [42] Z.Y. Xu, R.Z. Wang.,2016, Absorption refrigeration cycles: categorized based on the cycle construction. *International Journal Refrigeration*, Vol. 62, pp. 114-136.
- [43] Z.Y. Xu, R.Z. Wang., 2016, Solar-powered absorption cooling systems. *Advances in Solar Heating and Cooling* Woodhead Publishing, pp. 251-298.
- [44] F. Assilzadeh, S.A.Kalogirou, Y.Ali, K.Sopian.,2005, Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy*, Vol. 30, pp. 1143-1159.
- [45] R. Lizarte, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios., 2012, An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr–H₂O absorption chiller prototype for residential use. *Energy and Buildings*, Vol. 47. Pp. 1-11.
- [46] A. Syed, M. Izquierdo, P. Rodríguez, Maidment J., A. Lecuona, R. Tozer.,2005, A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration*.Vol. 28, pp. 859-871.
- [47] P. Soto, L.A.Domínguez-Inzunza, W.Rivera., 2018, Preliminary assessment of a solar absorption air conditioning pilot plant. *Thermal Engineering*, Vol. 12, pp. 672-676.

- [48] Barreto G and Canhoto P., 2017, Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy. *Energy Conversion and Management* Vol. 132, 119-135.
- [49] Marefati M, Mehrpooya M, Mousavi S A. (2019). Introducing an integrated SOFC, linear Fresnel solar field, Stirling engine and steam turbine combined cooling, heating and power process. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol 44, 57, 30256-30279.
- [50] Sidiqui M, Said S., 2015, A review of solar powered absorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Vol. 42, 93–115.
- [51] Chahartaghi M, Sheykhi M. (2019). Energy, environmental and economic evaluations of a CCHP system driven by Stirling engine with helium and hydrogen as working gases. *Energy* Vol. 174, 1251-1266.
- [52] Ramage G, Jiménez C, Zacarías A, Carvajal I, Flores A, Donís F. Simulation of a Stirling enginecompression/absorption hybrid cooling system. CYTEF 2020. X Congreso Ibérico, VIII Congreso Iberoamericano de las Ciencias y Técnicas del Frío, Pamplona, España, 11 Y 12 de Noviembre 2020.
- [53] AÇikkalp E, Kandemir S Y, Ahmadi M H., 2019, Solar Driven Stirling engine -chemical heat pump- absorption refrigerator hybrid system as environmentally friendly energy system. *Journal of Environmental Management* Vol. 232, pp. 455-461.
- [54] Berguero S, y Chiari A., 2011, On the performances of a hybrid air-conditioning system in different climatic conditions, *Energy* Vol. 36, pp. 5261-5273.
- [55] Mucke L, Fleig D, Vajen K, Jordan U.,2016, Hybrid liquid desiccant air-conditioning systems: A conceptual study with respect to energy saving potentials. *International Journal of Refrigeration* Vol. 69, pp. 64-73.
- [56] Gurubalan A, Maiya M P, Tiguari S.,2019, Experiments on a novel membrane-based liquid desiccant dehumidifier for hybrid air conditioner. *International Journal of Refrigeration* Vol. 108, pp. 271-282.

- [57] Li J y Xu S. 2013., The performance of absorption–compression hybrid refrigeration driven by waste heat and power from coach engine. *Applied Thermal Engineering* Vol. 612, pp. 747-755.
- [58] Fitó J, Coronas A, Mauran S, Mazet N, Stitou D.,2018, Definition and performance simulations of a novel solardriven hybrid absorption-thermochemical refrigeration system. *Energy Conversion and Management* Vol. 175, pp. 298- 312.
- [59] Mohammadi K, Khaledi M S E, Powell K.,2019, A novel hybrid dual-temperature absorption refrigeration system: Thermodynamic, economic, and environmental analysis. *Journal of Cleaner Production* Vol. 233, pp. 1075-1087.
- [60] M. Krzaczek, J. Florczuk, J. Tejchman, 2019. mproved energy management technique in pipe-embedded wall heating/ cooling system in residential buildings.*Applied Energy*. Vol.254. pp. 113-711.
- [61] Regiane Giacomini, João Luiz Calmon, Darli Viera,Milena Chang Chain,2019. Characterization of Representative Residential Buildings within a Neighborhood and Their Energy Efficiency Levels According to RTQ-R. *Appl. Sci.* 2019, 9, 3832; doi:10.3390/app9183832.
- [62] Marcus Brennenstuhl, Robin Zeh, Robert Otto, Ruben Pesch, Volker Stockinger, Dirk Pietruschka,2019. Report on a Plus-Energy District with Low-Temperature DHC Network, Novel Agrothermal Heat Source, and Applied Demand Response. *Appl. Sci.* 2019, 9(23), 5059; <https://doi.org/10.3390/app9235059>.
- [63] Sebastian Pater, 2019. Field measurements and energy performance analysis of renewable energy source devices in a heating and cooling system in a residential building in southern Poland. *Energy Building*. Vol. 199. pp.115-125.
- [64] Zan Sen, Ceyhun Yilmaz,2020. Thermodynamic performance analysis of geothermal and solar energy assisted power generation and residential cooling system. *International Advanced Researches and Engineering Journal*.Vol. 04. pp. 041-047.

- [65] Abrar Inayat, Mohsin Raza, 2019. District cooling system via renewable energy sources: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol.107. pp.360-373.
- [66] Stefano Bergero, Anna Chiari, 2011. On the performances of a hybrid air-conditioning system in different climatic conditions. *Energy*. Vol.36. pp.5261-5273.
- [67] Lisa Mucke, Daniel Fleig, Klaus Vajen, Ulrike Jordan, 2016. Hybrid liquid desiccant air-conditioning systems: a conceptual study with respect to energy saving potentials. *International Journal of Refrigeration*. <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.04.027>.
- [68] Gurubalan, M.P. Maiya, Shaligram Tiwari, 2019. Experiments on a novel membrane-based liquid desiccant dehumidifier for hybrid air conditioner. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.09.004>.
- [69] Ryan W. A., Ruiz F., Wurm J., 1995, Model development and verification of spray absorption for gas driven cooling systems. *Proceedings of international Gas Research Conference, Cannes*. PP, 1483-1493.
- [70] Arzoz, D., Rodríguez P., Izquierdo M., 2005. Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O Solutions, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 797-811.
- [71] Wang, L., Chen G.M., Wang Q., Zhong M., 2007. Thermodynamic performance analysis of gas-fired air-cooled adiabatic absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1642-1652.
- [72] Palacios, E., Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D., 2009. Lithium bromide absorption machines: pressure drop and mass transfer in solutions conical sheets. *Energy Conversion and Management*. Vol. 50, pp. 1802-1809.
- [73] Palacios E., Izquierdo M., Marcos, J.D., Lizarte, R., 2009, Evaluation of mass absorption in LiBr flat fan sheets. *Applied Energy*. doi:10.1016/j.apenergy.2009.04.033.
- [74] Gutiérrez, G., 2009, Thermo-Fluid Dynamic Evaluation of Components in Adiabatic Absorption Systems. PhD. Tesis. Universidad Carlos III de Madrid.

- [75] A. Zacarías, M. Venegas, A. Lecuona, R. Ventas, I. Carvajal., 2015, Experimental assessment of vapour adiabatic absorption into solution droplets using a full cone nozzle. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 68, pp. 228–238.
- [76] M. Berdasco, A. Coronas, M. Vallés., 2018, Study of the adiabatic absorption process in polymeric hollow fiber membranes for ammonia/water absorption refrigeration systems: *Applied Thermal Engineering*, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.004>
- [77] Fengmin Su, Hong Bin Ma, Hongtao Gao., 2011, Characteristic analysis of adiabatic spray absorption process in aqueous lithium bromide solution: *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 38, pp. 425-428.
- [78] C. Vereda, R. Ventas, A. Lecuona, R. Lopez., 2014, Single-effect absorption refrigeration cycle boosted with an ejector-adiabatic absorber using a single solution pump. *Nombre del journal*, Vol. 38, pp. 22-29.
- [79] J.F. Chen, Y.J.Dai, H.B.Wang, R.Z.Wang., 2018, Experimental investigation on a novel air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller with adiabatic flash evaporator and adiabatic absorber for residential application. *Solar Energy*, Vol. 159, pp 579-587.
- [80] Wang L., G.M.Chen, Q.WangM.Zhong., 2007, Thermodynamic performance analysis of gas-fired air-cooled adiabatic absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1642-1652.
- [81] Dai D, Liu Z, Yuan F, Long R, Liu W, 2019, Finite time thermodynamic analysis of a solar duplex Stirling refrigerator. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 156, pp. 597–605.
- [82] Arzoz D, Rodriguez P, Izquierdo M., 2005, Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O solutions. *Applied. Thermal*. Vol. 25, pp. 797–811.
- [83] Herold K.E, Radermacher R, Klein, S.A. *Absorption Chillers and Heat Pumps*, 2nd ed.; CRC Press: Columbus, OH, USA, 2016; ISBN 978-1498714341.

- [84] Zacarías A, Quiroz J A, Gutiérrez-Urueta G L, Venegas M, Carvajal I, Rubio J., 2020, Comparison between adiabatic and non-adiabatic absorption chillers using ammonia-lithium nitrate and water-lithium bromide solutions. *Heat Transfer*. Vol. 51, pp. 609–621.
- [85] Klein, S.A. *Engineering Equation Solver; F-Chart Software*: Madison, WI, USA, 2018.
- [86] Reyes J, Zacarías A, Jiménez J A, Donís F, Gutiérrez C. Modelado de un Colector Solar Parabólico con Motor Stirling Para uso Doméstico y Pequeña Industria; XXIV Congreso Internacional Anual de la SOMIM; SOMIM: Campeche, Mexico, 2018; pp. 145–150.
- [87] LiuYang,Zhang Heng,Chen Haiping, Yue Han,Yang Fei.,2019, Simulating and experimental research on a low-concentrating PV/T triple-generation system. *Energy Conversion and Management*.Vol. 199, pp.111-942.
- [88] M.Berdasco, M.Vallès ,A.Coronas., 2019,Thermodynamic analysis of an ammonia/water absorption–resorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*.Vol. 103, pp. 51-60
- [80] S Du, R Z WangA unified single stage ammonia-water absorption system configuration with producing best thermal efficiencies for freezing, air-conditioning and space heating applications. *Energy*. Vol. 174, pp. 1039-1048.
- [81] Ryan W.A., 1994. Water absorption in an adiabatic spray of aqueous lithium bromide solution. In: *Proceedings of the international absorption heat pump conference, AES-vol. 31*, New York: ASME; pp. 155–162.
- [82] G. Gutiérrez-Urueta, P.Rodríguez , F.Ziegler, A.Lecuona, M.C.Rodríguez-Hidalgo., 2012, Extension of the characteristic equation to absorption chillers with adiabatic absorbers. *International Journal of Refrigeration*. Vol.35, pp.709-718.
- [83] R Ventas, A Licuona, A Zacarías, M Venegas., 2010, Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1351-1359.

[84] Venegas, M., Izquierdo, M., Rodríguez, P. and Lecuona, A., 2004, Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by $\text{LiNO}_3\text{--NH}_3$ solution droplets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 47, pp. 2653–2667.

Productividad científica

Revistas JCR

G. Romage, C. Jiménez, J de J. Reyes, A. Zacarías, I. Carvajal, J.A. Jiménez, J. Pineda, M. Venegas, Modeling and simulating of a hybrid compression/absorption chiller driven by Stirling engine and solar dish collector. FI: 2.47, Q1. Applied Sciences 2020 Vol. 10 (24) 9018.

G. Romage, C. Jiménez, J de J. Reyes, A. Zacarías, I. Carvajal, G. Gutiérrez, Enfriamiento solar de baja temperatura mediante refrigeración por absorción adiabática. **En proceso.**

C. Jiménez, **G. Romage**, J de J. Reyes, A. Zacarías, JA Jiménez, G. Gutiérrez. Evaluación de un sistema de refrigeración por absorción adiabática con la solución amoníaco Nitrato de Litio utilizando energía solar a baja temperatura. **En proceso.**

J de J. Reyes, **G. Romage**, C. Jiménez, A. Zacarías, J.A. Jiménez. Evaluación térmica de Motor Stirling de baja capacidad para la producción de energía eléctrica utilizando un colector solar de disco. **En proceso.**

Congresos

G. Romage, C. Jiménez, A. Zacarías, I. Carvajal, A. Flores, F. Donís, M. Venegas. Simulation of a Stirling engine-compression/absorption hybrid cooling system. X Congreso Ibérico y VIII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. CYTEF 2020: 11 Y 12 de Noviembre **2020**, Plampona, España.

G. Romage, M. De Vega, N. García, A. Zacarías, A. Moreno, M. Venegas, Simulación de un enfriador híbrido alimentado por energía solar térmica. Congreso CIES2020: 3, 4 y 5 de Noviembre **2020**, Lisboa, Portugal.

G. Romage, A. Zacarías, C. Jiménez, I. Carvajal, J de J. Reyes, J G. Gustavo, Modelado y simulación de un sistema de refrigeración por absorción adiabática alimentado por colector solar. FORO PIFI 2020: 21, 22 y 23 de Octubre **2020**, Ciudad de México, México.

J. G. Sánchez, A. Zacarías, **G. Ramage**, J de J. Reyes. El ciclo ideal del motor Sterling comparando con el ciclo real. FORO PIFI 2020: 21, 22 y 23 de Octubre **2020**, Ciudad de México, México.

C. Jiménez, **G. Ramage**, A. Zacarías, J. A. Jiménez, I. Carvajal. Simulación de un sistema de refrigeración por absorción adiabática con baja temperatura en el generador. XVII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, CNIES 2019: 13, 14 y 15 de Noviembre **2019**, Ciudad de México, México.

[Dirección de Tesis](#)

Estudio térmico de enfriador absorción utilizando calor residual de motor Stirling y concentrador solar. Coasesor de tesis de Maestría: Josué Gustavo Sánchez. En proceso.