

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA ENERGÍA – FUENTES RENOVABLES

DESARROLLO Y EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SOLAR TIPO VERTICAL OPERANDO CON LA MEZCLA NITRATO DE LITIO - AMONIACO

T E S I S QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA: JAVIER ALEJANDRO HERNÁNDEZ MAGALLANES

TUTOR PRINCIPAL DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO, INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

COMITÉ TUTOR DR. ROBERTO BEST Y BROWN, INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, INSTIITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES DR. VÍCTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA, INSTIITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES DRA. GEYDY LUZ GUTIÉRREZ URUETA PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

TEMIXCO, MORELOS. FEBRERO 2017.



Universidad Nacional Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente:	Dr. Roberto Best y Brown
Secretario:	Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco
Vocal:	Dr. Octavio García Valladares
1 er. Suplente:	Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza
₂ d o. Suplente:	Dra. Geydy Luz Gutiérrez Urueta

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables, UNAM. Temixco, Morelos.

TUTOR DE TESIS:

NOMBRE

FIRMA

<u>(Segunda hoja)</u>

Dedicatorias

A mis padres Belén y Javier a mis hermanos Marco y Favio

Agradecimientos

Al Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco por darme la oportunidad de desarrollar este doctorado, por ser un gran ser humano con una capacidad extraordinaria, por sus valiosas aportaciones y sabios consejos, y por dirigir la presente tesis doctoral.

Al comité tutoral: Dr. Roberto Best y Brown, Dr. Octavio García Valladares, Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza, Dra. Geydy Luz Gutiérrez Urueta y Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, por sus valiosas aportaciones a lo largo del proyecto doctoral.

Mi reconocimiento para el Dr. Víctor Hugo Gómez Espinosa y al Dr. Jorge Hernández Gutiérrez por sus colaboraciones durante las pruebas experimentales y correcciones de los sistemas auxiliares para el funcionamiento del sistema de enfriamiento por absorción.

A todos y cada uno de mis compañeros que han dado valiosas aportaciones al proyecto: M. en I. Luis Domínguez, M. en I. Camilo Jiménez y M. en I. Pedro Soto, por todo el esfuerzo, dedicación, colaboración en la parte experimental y de simulaciones teóricas, excelente grupo de trabajo, y sobre todo la gran amistad durante toda la estancia doctoral, gracias por todo. También al M. en I. Francisco Hernández por su colaboración con el sistema de calentamiento.

Al Instituto de Energías Renovables de la UNAM, en especial al Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor por todas las facilidades y el apoyo otorgado para la realización de este trabajo.

Un agradecimiento especial para el Dr. Alberto Coronas por la oportunidad de realizar una estancia de investigación en la Universitat Rovira i Virgili en Tarragona, España. Por compartir sus sabios conocimientos con una gran paciencia y por la excelente calidad humana que lo caracteriza.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnologia (CONACyT) por la beca otorgada para la realización de mis estudios de doctorado, así como por el apoyo de la beca mixta para llevar a cabo la estancia de investigación en la Universitat Rovira i Virgili en España.

Al Programa de Apoyo a los Estudios de Posgrado (PAEP) por el apoyo suplementario en la realización de la estancia en España.

Resumen

Aunque en las últimas décadas los sistemas de enfriamiento por absorción han cobrado gran relevancia, es un hecho que su introducción en el mercado ha sido todavía muy pobre debido a varios factores, entre los que destaca su baja eficiencia y elevado costo en comparación con los sistemas convencionales de compresión. Por lo anterior, la investigación en el desarrollo de los sistemas de absorción se ha enfocado en tres líneas principales en los últimos años, siendo estas: i) el estudio de mezclas alternativas a las usadas convencionalmente, ii) el desarrollo de componentes más compactos, de mayor eficiencia y de menor costo, y iii) el desarrollo de sistemas avanzados.

Por tales motivos, en el presente proyecto doctoral se llevaron a cabo una serie de estudios enfocados en el campo de los sistemas de absorción de baja capacidad, siendo estos: la evaluación experimental de un sistema de enfriamiento solar por absorción con la mezcla de trabajo alternativa amoniaco-nitrato de litio (NH_3-LiNO_3) , el estudio teórico y experimental de los coeficientes convectivos de transferencia de calor de la mezcla NH_3 -LiNO₃ en el generador y absorbedor del sistema de enfriamiento, y el estudio teórico de distintos ciclos avanzados de absorción para producir enfriamiento.

Para la evaluación experimental del sistema de enfriamiento solar por absorción se llevaron a cabo tres etapas experimentales de Abril 2014 a Octubre 2015. Para el funcionamiento de todo el sistema de absorción se emplearon sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento. Las pruebas experimentales se llevaron a cabo variando las temperaturas de generación (T_G) en el rango de 85 a 105 °C y variando las temperaturas de condensación-absorción (T_C - T_A) en el rango de 18 a 36 °C. Con las mediciones experimentales que se realizaron se obtuvieron los coeficientes de operación internos (COP_i) y externos (COP_e). El sistema de absorción presentó valores de COP_e de entre 0.30-0.39 con potencias de enfriamiento de 1.6-2.5 kW. Por su parte, se obtuvieron valores de COP_i de entre 0.56-0.80 con potencias de enfriamiento de 1.8-3.0 kW y temperaturas de enfriamiento de hasta 1.7 °C.

Para la determinación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor

de la película descendente NH_3 -LiNO₃ del generador y absorbedor se obtuvieron correlaciones matemáticas (en función de números adimensionales) haciendo uso de los datos experimentales de la evaluación del sistema de absorción. En el generador, los coeficientes convectivos variaron entre 85 y 340 kW/m²K para temperaturas de generación de 85 a 105 °C. Por su parte, los coeficientes convectivos en el absorbedor variaron entre 400 y 700 kW/m²K.

Finalmente, para el estudio y modelación matemática de ciclos avanzados de absorción para producir enfriamiento se emplearon diversas configuraciones y distintas mezclas de trabajo. Para producir enfriamiento se modelaron las configuraciones de Simple efecto, Medio efecto, Doble efecto en serie, Doble efecto inverso y Triple efecto, con las mezclas de trabajo H_2O -LiBr, NH_3 -LiNO₃ y H_2O -Hi-dróxidos.

Abstract

Although in the last decades absorption systems have become very important, it is a fact that their introduction in the market has still been very poor due to several factors, among them the low efficiency and high cost compared to the conventional systems of compression. Due to the above, research in the development of absorption systems has focused on three main lines in recent years: (i) the study of alternative mixtures to those used conventionally, (ii) the development of more compact components, of greater efficiency and lower cost, and iii) the development of advanced systems.

For these reasons, the present doctoral project carried out a series of studies focused on the field of low capacity absorption systems, these being: the experimental evaluation of an absorption solar cooling system with the alternative work mixture (NH_3 - $LiNO_3$), the theoretical and experimental study of the heat transfer coefficients of the NH_3 - $LiNO_3$ mixture in the generator and absorber of the cooling system, and the theoretical study of different advanced cycles of absorption to produce cooling.

For the experimental evaluation of the absorption solar cooling system, three experimental stages were carried out from April 2014 to October 2015. For the operation of the entire absorption system, auxiliary systems were used for heating and cooling. The experimental tests were carried out by varying the generation temperatures (T_G) in the range of 85 to 105 °C and varying the condensation-absor ption temperatures (T_C - T_A) in the range of 18 to 36 °C. Experimental measurements were performed to obtain internal (COP_i) and external (COP_e) operating coefficients. The absorption system presented values of COP_e of between 0.30-0.39 with cooling powers of 1.6-2.5 kW. On the other hand, COP_i values of 0.56-0.80 were obtained with cooling powers of 1.8-3.0 kW and cooling temperatures up to 1.7 ° C.

For the determination of the heat transfer coefficients of the falling film of the mixture NH_3 -LiNO₃ of the generator and absorber, mathematical correlations (in function of adimentional numbers) were obtained using the experimental data from the evaluation of the absorption system. In the generator, the convective coefficients varied between 85 and 340 kW/m²K for generation temperatures of

85 to 105 °C. On the other hand, the convective coefficients in the absorber varied between 400 and 700 kW/m²K.

Finally, for the study and mathematical modeling of advanced absorption cycles to produce cooling and revaluation of energy, different configurations and different working mixtures were used. In order to produce cooling, the configurations of Single effect, Half effect, Double effect in series, Double effect inverse and Triple effect were modeled, with the working mixtures H_2O -LiBr, NH_3 -LiNO₃ and H_2O -Hydroxides.

Contribuciones del Autor

Artículos de Revistas Científicas Indexadas

J. A. Hernández-Magallanes, L. A. Domínguez-Inzunza, G. Gutierrez-Urueta, P. Soto, C. Jiménez, W. Rivera. Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture. Energy 78 (2014) 685-692.

L. A. Domínguez-Inzunza, **J. A. Hernández-Magallanes**, M. Sandoval-Reyes, W. Rivera^{*}. Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the NH_3 -LiNO₃ mixture. Applied Thermal Engineering 66 (2014) 612-620.

L. A. Domínguez-Inzunza, **J. A. Hernández-Magallanes**, P. Soto, C. Jiménez, G. Gutiérrez-Urueta, W. Rivera*. Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator. Applied Thermal Engineering 103 (2016) 1105–1111.

Artículos de Revistas Científicas Indexadas (under review)

J. A. Hernández-Magallanes^{*}, W. Rivera. Boiling heat transfer coefficients in a falling film helical coil heat exchanger for the NH_3 -LiNO₃ mixture. Applied Thermal Engineering. Submitted: 25/Oct/2016.

J. A. Hernández-Magallanes^{*}, W. Rivera and A. Coronas. Comparison of Single and Double Stage Absorption and Resorption Heat Transformers Operating with the Ammonia-Lithium Nitrate Mixture. Applied Thermal Enginering. Submitted: 28/Sep/2016.

Artículos en la Revista Procedia

L. A. Domínguez-Inzunza, M. Sandoval-Reyes, **J. A. Hernández-Magallanes** and W. Rivera. Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H_2O -LiBr. Energy Procedia 57 (2014) 2534-2543.

Artículos en Congresos Internacionales

J. A. Hernández-Magallanes, W. Rivera, A. Coronas. Resorption Heat Transformers Operating with Ammonia-Lithium Nitrate Mixture. 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam, May 2017.

J. A. Hernández-Magallanes, C. L. Heard, R. Best and W. Rivera. Modelling of an absorption heat pump-transformer used to produce heat and power. International Conference on Polygeneration, Technologies and Perspectives. Cuernavaca, May 2017.

W. Rivera, R.J. Romero, **J. A. Hernández-Magallanes** y L. A. Domínguez-Inzunza. Comparison of the performance of single and advanced absorption cooling systems operating with the water/hydroxides mixture. 3er Simposio Internacional sobre Energías Renovables y Sustentabilidad. Instituto de Energías Renovables UNAM. Septiembre 2015.

L. A. Domínguez-Inzunza, M. Sandoval-Reyes, **J. A. Hernández-Magallanes** and W. Rivera. Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H2O-LiBr. 2013 ISES Solar World Congress.

Artículos en Congresos Nacionales

J. A. Hernández-Magallanes. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco. Instituto de Energías Renovables UNAM. CNEER 2013.

Otras contribuciones

W. Rivera, **J. A. Hernández-Magallanes**, L. A. Domínguez-Inzuza, C. Jiménez y P. Soto. Desarrollo de un sistema de Aire Acondicionado Solar. SENER, la Asociación Mexicana de Energía, el Capítulo México del Consejo Mundial de Energía y la Asociación Mexicana de Gas Natural. Premio Energía Sustentable 2015, Energía para un Desarrollo Sustentable. Acapulco, 2015.

J. A. Hernández-Magallanes. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco. El Instituto de investigaciones Eléctricas (IIE), la Comisión Federal de Electricidad (CFE) y el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT). XXV Certámenes Nacional de Tesis 2013-2015. Cuernavaca, 2015.

Índice general

Agradecimientos	III
Resumen	v
Abstract	VII
Contribuciones del Autor	IX
Lista de figuras X	۲VII
ista de tablas	XXI
Nomenclatura X	XIII
 Introducción, justificación y objetivos Escenario energético mundial Escenario energético en México Potencial de la energía solar en México Potencial de la energía solar en México Estado del arte de sistemas de refrigeración solar I.4.1. Sistemas comerciales I.4.2. Sistemas en investigación I.4.2.1. Trabajos experimentales I.4.2.2. Trabajos teóricos I.5. Justificación I.6.1. Objetivo General I.6.2. Objetivos Específicos I.7. Estructura de la tesis 	1 5 9 11 12 13 13 13 17 19 21 21 21 21
2. Fundamentos termodinámicos de la refrigeración por absorción 2.1. Introducción	25 25 27
2.3. Sistema de refrigeración por compresión mecá- nica de vapor	27

		2.3.1. Ciclo inverso de Carnot	28 30
	24	Fundamentos termodinámicos del ciclo de refri-	00
	2.7.	geración por absorción	31
		2.4.1. Principio de operación del sistema de absorción	35
		2.4.2. Clasificación de los sistemas de absorción	38
		2.4.3. Refrigerantes	40
		2.4.4. Mezclas de trabajo refrigerante-absorbente	41
		2.4.5. Amoniaco-Nitrato de litio (NH_3 -Li NO_3)	45
3.	Des	cripción del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA).	
	Prot	totipo experimental.	49
	3.1.	Descripción general del SRSA	49
	3.2.	Componentes del SRSA	53
		3.2.1. Absorbedor	53
		3.2.2. Generador	53
		3.2.3. Intercambiadores de calor de placas	56
		3.2.4. Bomba de solución	58
	~ ~	3.2.5. Valvulas de expansión	59
	3.3.	Sistemas auxiliares	59
		to de agua (SACA)	60
		3.3.2. Descripción general del sistema auxiliar de enfriamiento de	
		agua	62
	3.4.	Instrumentación y adquisición de datos	63
		3.4.1. Instrumentación	63
		3.4.2. Adquisición de datos	65
4.	Eva	luación experimental del SRSA	67
	4.1.	Primera etapa experimental	67
		4.1.1. Modificaciones en el SRSA	67
		4.1.1.1. Sistema auxiliar de enfriamiento	67
		4.1.1.2. Sistema auxiliar de calentamiento	69
		4.1.1.3. Bomba de la solucion \dots DTD(D) 1000)	69
		4.1.1.4. Sensores de temperatura RID(Pt-1000)	69 70
		4.1.2. Condiciones de operación de la primera etapa experimental	70
		4.1.3. Coefficientes de operación del SRSA $\dots \dots \dots$	72
		$(T_{\rm C})$ y genera-	
		$\operatorname{cion}\left(\Gamma_{\mathrm{G}}\right) \ldots \ldots$	72
		4.1.3.2. Effecto de la temperatura de generación (T_G)	74

		4.1.3.3. COP _i en función de las temperaturas de condensación	
		(T _c) y gene-	
		ración (T_G)	75
		4.1.3.4. Efecto del flujo másico de Refrigerante en la potencia	
		de enfria-	
		miento ($Q_{E,i}$)	77
	4.2.	Segunda etapa experimental	79
		4.2.1. Análisis de los componentes del sistema de refrigeración	81
		4.2.2. Análisis de resultados mediante el coeficiente de opera-	
		ción externo COP _e	86
		4.2.3. Análisis de resultados mediante el coeficiente de opera-	
		ción interno COP_i	87
		4.2.4. Efecto de la temperatura ambiente	88
	4.3.	Tercera etapa experimental	91
		4.3.1. COPs del SRSA para la tercera evaluación experimental	92
	4.4.	Estudio económico-energético del sistema de refrigeración solar	95
		4.4.1. Escenario 1. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa	~ -
		1A)	97
		4.4.2. Escenario 2. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa	00
			99
		4.4.3. Escenario 3. Maquina de Absorcion y SRSA vs Minisplit (tarifa	00
		$\mathbf{IE} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots $	99
		4.4.4. Escenario 4. Maquina de Absorcion y SRSA vs Minispiit (tariia	01
		IE DACJ	
		4.4.5. Conclusiones	102
5.	Det	erminación de los coeficientes de transferencia de calor en la pe-	
	lícu	la descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH ₃ -LiNO	105
	5.1.	Introducción	105
	5.2.	Procedimiento experimental	107
		5.2.1. Descripción general del sistema	107
		5.2.2. Descripción de las secciones de estudio	109
		5.2.3. Instrumentación y procedimiento experimental	110
	5.3.	Resistencias térmicas que conforman el coefi-	
		ciente global de transferencia de calor U	13
		5.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor U	13
		5.3.2. Resistencia térmica del agua (h_i)	114
		5.3.3. Resistencia térmica de la solución NH_3 -Li NO_3 (h_0)	117
		5.3.3.1. Coeficientes de transferencia de calor en el generador	118
		5.3.3.2. Coeficientes de transferencia de calor en el absorbedor l	124
	5.4.	Obtención de correlaciones para $h_{\scriptscriptstyle 0}$ en generador y absorbedor I	129
		5.4.1. Método gráfico de Wilson modificado	129

	5.4.2. Simulación y ajuste de modelos matemáticos para deter-	
	minar h_0 en el absorbedor y generador $\ldots \ldots \ldots \ldots \ldots$. 131
	5.4.2.1. Correlaciones ajustadas para el generador	. 131
	5.4.2.2. Correlaciones ajustadas para el absorbedor	. 136
	5.4.2.3. Análisis de incertidumbre	. 138
	5.4.3. Tendencias experimentales	. 139
6.	Estudio de ciclos termodinámicos avanzados	143
	6.1. Introducción	. 143
	6.2. Descripción de sistemas	. 147
	6.2.1. Simple efecto (SE)	. 147
	6.2.2. Medio efecto (ME)	. 148
	6.2.3. Doble efecto en serie (DES)	. 149
	6.2.4. Doble efecto inverso (DEI)	. 150
	6.2.5. Triple efecto (TE)	. 151
	6.3. Modelos matemáticos	. 153
	6.4. Resultados teóricos	. 157
	6.4.1. Mezcla de trabajo H ₂ O-LiBr	. 157
	6.4.2. Mezcla de trabajo NH_3 -Li NO_3	. 161
	6.4.3. Mezcla de trabajo H ₂ O-Hidróxidos	. 163
	6.5. Conclusiones	. 169
	6.5.1. Mezcla de trabajo H ₂ O-LiBr	. 169
	6.5.2. Mezcla de trabajo $\overline{NH_3}$ -LiNO ₃	. 169
	6.5.3. Mezcla de trabajo H_2O -Hidróxidos	. 170
7.	Conclusiones y Recomendaciones	173
	7.1. Conclusiones	. 173
	7.2. Recomendaciones	. 178
Ap	Déndices	181
А.	Protocolo de operación del SRSA	183
B.	Propagación de errores	189
C.	Resultados experimentales del SRSA	193
Bibliografía 1		

Índice de figuras

1.1.	Producción Mundial de energía primaria, 2014. 13,700 Mtep [1].	2
1.2.	Consumo mundial de energía por energético, 2013. 9,172.8 Mtep [2].	4
1.3.	Consumo mundial total de energía por sector, 2013. 9,172.8 Mtep [2].	5
1.4.	Estructura de producción de energía primaria, 2014 (Petajoules) [9].	6
1.5.	Oferta interna bruta por tipo de energético, 2014 (Petajoules) [9]. ¹	
	Incluye grandes hidroeléctricas.	7
1.6.	Mapa de radiación solar en México (kWh/m ² /día) [10]	9
2.1.	Diagrama del principio básico de refrigeración.	28
2.2.	Esquema y diagrama T-s del ciclo inverso de Carnot [85]	29
2.3.	Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por	
	compresión de vapor [85].	31
2.4.	Esquema termodinámico básico de producción de frío [88]	32
2.5.	Diagrama esquemático de las corrientes internas y externas del SRSA.	34
2.6.	(a) Ciclo básico de compresión mecánica, (b) Ciclo básico de absorción	
	[87]	37
2.7.	Diagrama Presión-temperatura de un ciclo termodinámico de Absorción	n 38
3.1.	Componentes del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA).	50
3.2.	Diagrama esquemático del SRSA. Interconexiones entre componentes	
	y sistemas auxiliares.	51
3.3.	(a) Diseño esquemático del absorbedor. (b) Absorbedor tipo carcasa	
	con serpentín helicoidal montado en el SRSA	54
3.4.	(a) Diseño esquemático del generador. (b) Generador tipo carcasa	
	con serpentín helicoidal montado en el SRSA	55
3.5.	Diagrama esquemático de la distribución de los fluidos en un intercam	biador
	de calor de placas [109].	56
3.6.	Condensador con tecnología de placas	57
3.7.	Evaporador con tecnología de placas.	57
3.8.	Intercambiador de calor de solución con tecnología de placas	58
3.9.	Bomba de solución.	58
3.10).Válvulas de expansión empleadas en el SRSA	59

 3.11Componentes del SACA. (1) divisor de flujo, (2) concentrador de flujo y (3) disipador de calor [[111], [112]]. 3.12Componentes adicionales del SACA. (1) calentador auxiliar, (2) tanque de almacenamiento, (3) tanque de expansión, (4) bomba de engranes y (5) bomba centrífuga [111]. 3.13Sistema de calentamiento Chromalox. (1) Resistencia eléctrica, (2) tanque de almacenamiento, (3) bomba. 3.14Sistema de enfriamiento comercial Transfer Marker. 3.15Diagrama esquemático de la ubicación de los sensores en el SRSA. 3.16Programa de adquisición de datos que se desarrolló con el software Agilent VEE Pro 9.3. 	60 61 61 62 64 66
 4.1. Diagrama esquemático de las corrientes que se modificaron en el sistema auxiliar de enfriamiento. 4.2. Bomba-motor bidireccional de engranes. 4.3. Diagrama esquemático de los sistemas auxiliares interconectados con el SDSA nom la primara atoma comprimental. 	68 70
 4.4. Coeficiente de operación externo (COP_e) en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G). Escenario I. 4.5. Variación de la presión para cada componente del SRSA en función de la temperatura de condensación 	71 5 72 72
 4.6. Coeficiente de operación externo (COP_e) en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G). Escenario II	73 5 74 75
 4.8. Coeficientes de operación internos (COP_i) en función de las temperatura de condensación (T_C) y generación (T_G). 4.9. Efecto de la producción de refrigerante con respecto a la capacidad 	as 76
de enfriamiento $(Q_{E,i})$	77 80
4.11 Perfil de temperaturas en el generador. Segunda etapa experimental.4.12 Perfil de temperaturas en el absorbedor. Segunda etapa experimental.4.13 Perfil de temperaturas en el evaporador. Segunda etapa experimental.	81 82 83
4.14Perfil de temperaturas en el condensador. Segunda etapa experimental 4.15Perfil de temperaturas en el economizador. Segunda etapa experimental 4.16Perfil de presiones en el SRSA. Segunda etapa experimental	. 84 1. 85 85
4.17(a) COP_e en función de T_C , (b) Q en función de T_C . ($T_G = 90 ^{\circ}C$) 4.18(a) COP_i en función de T_C , (b) Q en función de T_C . ($T_G = 90 ^{\circ}C$) 4.19. Temperatura ambiente en función del tiempo para dos días típicos	86 87
 de Temixo Morelos. 4.20 Comparación de los COP_i teóricos y los experimentales a diferentes temporaturos ambiento. 	89
4.21 (a) Configuración anterior, b) Configuración actual.	90 92

4.22a) COP _i , b) Potencias térmicas internas de los componentes del SRSA. $T_0 = 85 \degree C$ $T_0 = 18 \degree C$ $T_0 = 20 = 32 \degree C$ 93
$(G = 05 \text{ C}, T_E = 10 \text{ C}, T_C = 20 \text{ -} 52 \text{ C}, \dots \dots$
SRSA $T_c = 85 \degree C$ $T_r = 18 \degree C$ $T_c = 20 - 32 \degree C$ 94
4.24 Ganancias v pérdidas económicas tarifa 102
5.1. Diagrama esquemático de los componentes en estudio. a) absorbedor
y b) generador [124]
5.2. Esquema de resistencia térmica
5.3. Diagrama esquemático del SRSA experimental
5.4. Diagrama esquemático de los componentes del generador y absorbedor
del SRSA
5.5. Control de niveles de la solución NH_3 -Li NO_3 a través de mirillas en
(a) generador y (b) absorbedor
5.6. Flujos secundarios en un serpentín helicoidal.
5.7. Esquema de un serpentín helicoidal.
5.8. Aproximación de área efectiva [159]
5.9. Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de
calor teóricos y experimentales para el modelo I-A
5.10.Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de
calor teóricos y experimentales para el modelo II-A.
5.11 Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de
calor teóricos y experimentales para el modelo III-A
5.12.Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de
calor teóricos y experimentales para el modelo IV-A
5.13Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de
calor teóricos y experimentales para el modelo I-B
5.14 Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de
calor teoricos y experimentales para el modelo II-B
5.15Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo de calor
5.16.Coefficiente de transferencia de calor en funcion del flujo másico de
Feirigerante producido
5.17 Coeliciente de transferencia de calor en función de la calidad de
Vapor a la Salua del generador
5.18 rujo masico de reirigerante producido (m_R) en funcion del hujo de
$Calor (q). \qquad \dots \qquad $
6.1. Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de
simple efecto (SE)
6.2. Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de
medio efecto (ME)

6.3. Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto en serie (DES)
6.4. Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto inverso (DEI).
6.5. Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de
6.6. Comparación de los COP en función de las temperaturas de generación
$T_{\rm G}$ para las diferentes configuraciones de los sistemas de refrigeración. 158
6.7. Comparación de los FR en función de las temperaturas de generación
T_G para las diferentes configuraciones de los sistemas de refrigeración.
6.8 (a) COD an función de T. nore los cielos de simple y modio efector
b.a. (a) COP en función de T_E para los ciclos de simple y medio electo; (b) COP en función de T_E para los ciclos de doble efecto.
(b) COP en función de $T_c = T_A$ para los ciclos de simple y medio
efecto: (b) COP en función de $T_c = T_A$ para los ciclos de doble efecto. 160
6.10COP en función de las temperaturas de generación para el ciclo de
doble efecto en serie para temperaturas de condensación-absorción
de: (a) 30° C, (b) 40° C y (c) 50° C
6.11COP en función de las temperaturas de generación para el ciclo de
triple efecto para temperaturas de condensación-absorción de: (a)
30° C y (b) 40° C
6.12(a, b, c y d). COP en funcion de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación observión y eveneración
nara un sistema de enfriamiento de simple efecto
6 13(a b c v d) COP en función de las temperaturas de generación para
diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación
para un sistema de enfriamiento de medio efecto.
6.14 (a, b, c y d). COP en función de las temperaturas de generación para
diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación
para un sistema de enfriamiento de doble efecto
6.15(a, b, c y d). COP en función de las temperaturas de generación para
diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación
para un sistema de eniriamiento de triple electo
A.1. Diagrama esquemático de la ubicación de las válvulas y manómetros
en el sistema de refrigeración

Índice de cuadros

1.1. Producción de energía primaria en México (PJ) [9]61.2. Consumo nacional de energía (Petajoules) [9]81.3. Sistemas comerciales de absorción de bajas capacidades (hasta 2012)[25]13
 2.1. Designación de números a los principales refrigerantes [97] 42 2.2. Resumen de mezclas de trabajo para sistemas de absorción [95] 43
3.1. Condiciones de diseño del absorbedor.533.2. Condiciones de operación del generador.55
 4.1. Variables manipuladas empíricamente para la primera etapa experimental. 71 4.2. Rango de operación de las variables controladas en la segunda etapa experimental del SRSA.
 4.3. Variables manipuladas empíricamente en la tercera etapa experimental del SRSA. 4.4. Condiciones de operación y consumos energéticos de las tecnologías. 95 4.5. Costos iniciales de las tecnologías [22]. 4.6. Rango de consumo por tarifa y por temporada**. 4.7 Apálisis de costos por tecnología del Escenario 1
4.8. Análisis de costos por tecnología del Escenario 2
 5.1. Especificaciones de las secciones de estudio
5.6. Rango de aplicación de las correlaciones para el absorbedor de película descendente

5.7.	Constantes $(1/C_i)$ y $(1/C_o)$ de los modelos matemáticos propuestos para el absorbedor.	138
5.8.	Incertidumbre de las variables calculadas	139
6.1.	Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.	154
6.2.	Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de medio efecto.	154
6.3.	Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en serie.	155
6.4.	Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto inverso.	155
6.5.	Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de triple efecto	156
B.1.	Propagación de errores en cargas térmicas y COP_e (Primera Etapa experimental).	190
B.2.	Continuación: Propagación de errores en cargas térmicas y COP_e (Primera Etapa experimental).	191
B.3.	$\label{eq:propagación} \begin{array}{l} \mbox{Propagación de errores en cargas térmicas y COP_e} (Segunda Etapa experimental). \\ \hfill \h$	192
B.4.	Propagación de errores en cargas térmicas y COP_e (Tercera Etapa experimental).	192
C.1.	Resultados experimentales del SRSA para la Primera Etapa Experimen	tal.194
C.2.	Resultados experimentales del SRSA (Segunda Etapa Experimental).	195
C.3.	Resultados experimentales del SRSA (Tercera Etapa Experimental).	195
C.4.	Electividades de los componentes que conforman el SKSA (Primera Etapa Experimental)	106
C.5	Efectividades de los componentes que conforman el SRSA (Segunda	130
0.0.	Etapa Experimental).	197
C.6.	Efectividades de los componentes que conforman el SRSA (Tercera	
	Etapa Experimental).	197

Nomenclatura

1,2,,24	Estados termodinámicos
А	Área de transferencia de calor (m²)
b	Distancia entre espiras del serpentín helicoidal (m)
С	Medidor de flujo másico tipo Coriolis
CO_2	Bióxido de carbono
COP	Coeficiente de Operación (adimensional)
Ср	Calor específico (kJ/kg°C)
d	Diámetro del tubo del serpentín helicoidal (m)
e	Espesor del tubo del serpentín helicoidal (m)
Dc	Diámetro de curvatura del serpentín helicoidal (m)
EF	Efectividad de transferencia de calor
F	Medidor de flujo másico tipo propela
g	Aceleración estándar de la gravedad (m/s²)
G	Masa-velocidad total (kg/m ² s)
h	Coeficiente convectivo de calor (W/m ² °C) [Cap. 5]
h	Entalpía específica (kJ/kg) [Cap. 2, 4 y 6]
k	Conductividad térmica (W/m°C)
1	Longitud característica (m)
L	Longitud del tubo del serpentín (m)
m	Flujo másico (kg/s)
n	Número de sitios donde se forma la gota (#)
Р	Presión (kPa)
ģ	Flujo de calor por unidad de área (W/m²)
ġ	Flujo de calor (kW)
r	Radio (m)
R	Radio de curvatura de serpentín helicoidal (m)
SACA	Sistema Auxiliar de Calentamiento de Agua
SRSA	Sistema de Refrigeración Solar por Absorción
Т	Temperatura (°C)
U	Coeficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C)
V	Velocidad (m/s)
Ŵ	Potencia mecánica (kW)

X	Calidad de vapor $[\dot{m}_R/\dot{m}_{Total}]$ (%)
Х	Concentración (kg de refrigerante/kg de solución)

Componentes de ciclos termodinámicos

А	Absorbedor
С	Condensador
E	Evaporador
EV	Válvula de expansión
G	Generador

SHE Solution heat exchanger

Mezclas de trabajo

H ₂ O-LiBr	Agua-Bromuro de Litio
NH_3-H_2O	Amoniaco-Agua
NH ₃ -LiBr	Amoniaco-Bromuro de Litio
NH ₃ -LiNO ₃	Amoniaco-Nitrato de Litio
TEGME	Tetra etilenglicol dimetil éter
TFE	Trifluoroetanol

Símbolos griegos

Γ	Flujo másico por unidad de longitud (kg/s m)
δ	Espesor de película (m)
$\Delta \mathbf{T}$	Grado de sobrecalentamiento (°C)
η	Eficiencia exergética (-)
$\dot{\lambda}$	Calor latente de vaporización (J/kg)
μ	Viscosidad dinámica (kg/ms)
ν	Volumen específico (m ³ /kg)
ρ	Densidad (kg/m^3)
σ	Tensión superficial (N/m)
au	Esfuerzo cortante (kg/m s^2)
v	Viscosidad cinemática (m^2/s)

Números adimensionales

Bo Número de Boiling, Bo =
$$\frac{\dot{q}}{G\lambda}$$

Fr Número de Froude, Fr = $\frac{G^2}{\rho_L^2 gDc}$

Ja Número de Jacob, Ja =
$$\frac{cp\Delta T_i\rho_L}{\lambda\rho_V}$$
; $\Delta T_i = T_{hwi}-T_{so}$

Ka Número de Kapitza, Ka =
$$\frac{\mu^4 g}{\rho L \sigma^3}$$

Pr Número de Prandtl, Pr =
$$\frac{cp\mu}{k}$$

X_{tt} Número de Martinelli, X_{tt} =
$$\left[\frac{(1-x)}{x}\right]^{0.9} \left[\frac{\rho_{\rm G}}{\rho_{\rm L}}\right]^{0.5} \left[\frac{\mu_{\rm L}}{\mu_{\rm G}}\right]^{0.1}$$

Subíndices

A	Absorción
С	Condensación
cw	Agua de enfriamiento
cwi	Entrada de agua de enfriamiento
cwo	Salida de agua de enfriamiento
crit	crítico
e	Externo
E	Evaporación
Ee	Evaporación externa
Ei	Evaporación interna
G	Generación
G	Fase vapor
Ge	Generación externa
Gi	Generación interna
hw	Agua caliente
hwi	Entrada de agua caliente
hwo	Salida de agua caliente

i	Interno
Н	High (alta)
L	Low (baja)
L	Fase líquida
ml	media logarítmica
Μ	Medium (media)
0	Externo
P1	Bomba 1
P2	Bomba 2
P3	Bomba 3
R	Refrigerante
S	Solución

Capítulo 1 Introducción, justificación y objetivos

En este capítulo se presenta un panorama general sobre la situación energética Mundial y de México, así como de las energías renovables; se pone especial énfasis en la energía solar ya que es la energía primordial para el desarrollo de la presente tesis doctoral. Posteriormente se muestra una revisión bibliográfica de la refrigeración solar, se exponen la justificación y los objetivos principales de la investigación y finalmente se muestra la estructura de la tesis.

1.1. Escenario energético mundial

Hoy en día, el sector energético se ha convertido en un pilar para el crecimiento económico de los países, esto se debe principalmente a la estrecha relación que existe entre el crecimiento del producto interno bruto y la demanda de energía de cada país. El incremento en el nivel de vida de la población, ha generado un aumento persistente de la demanda energética. Además, la naturaleza finita de los recursos ha obligado a buscar una mayor eficiencia en la producción y el uso de la energía; así como a desarrollar el potencial del uso de fuentes de energía no fósiles. Bajo este contexto, el uso de las energías renovables presenta una alternativa que contribuye a incrementar la seguridad energética mundial, a diversificar la matriz energética ante la expectativa del encarecimiento y la volatilidad de las fuentes convencionales de energía, así como a mitigar las emisiones de gases efecto invernadero que agravan el cambio climático mundial debido al uso de combustibles fósiles.

En 2014, la producción mundial de energía primaria totalizó 13,700 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep) [1], de los cuales 13.8%, o 1,894 Mtep (2.6% mayor que en 2013) se produjeron de fuentes renovables de energía, tal como se puede apreciar en la figura 1.1



Figura 1.1: Producción Mundial de energía primaria, 2014. 13,700 Mtep [1].

Los países con mayor producción primaria fueron China, Estados Unidos, Rusia, Arabia Saudita e India, con participaciones de 19.2%, 13.2%, 9.8%, 4.5% y 3.8%, respectivamente. México se situó en el decimotercer lugar, con 1.6% de la energía total producida en el mundo.

Los biocombustibles sólidos/carbón vegetal son, por mucho, la mayor fuente de energía renovable, lo cuales representan el 66.2% del suministro global de energías renovables. La segunda fuente más grande es la energía hidroeléctrica, que aporta el 2.4% de la producción mundial de energía primaria, o el 17.7% de las energías renovables; seguido de los biocombustibles líquidos (4.1%), la geotermia (3.8%), energía eólica (3.3%), solar y mareas (2.5%) y biogases (1.6%) que tienen una participación menor que constituye el resto del suministro de energías renovables [1].

Desde 1990, las fuentes de energía renovables han crecido a una tasa media anual del 2.2%, lo que es ligeramente superior a la tasa de crecimiento de la producción mundial de energía primaria, 1.9%. El crecimiento ha sido especial-

mente alto para la energía solar fotovoltaica y eólica, que crecieron a tasas anuales promedio de 46.2% y 24.3% respectivamente. Los países de la OCDE y China representan la mayor parte de la producción y el crecimiento mundial de energía solar y eólica energía. Por su parte, los Biogases tuvieron la tercera tasa de crecimiento más alta, con un 13.2\%, seguida por la térmica solar que creció un 11.7% y los biocombustibles líquidos que crecieron 10.4% por año. Las hidroeléctricas y los biocombustibles sólidos crecieron en proporción con la producción mundial de energía primaria del 2.5% y 1.5% por año, respectivamente.

Por otra parte, las energías renovables son el segundo mejor contribuidor a la producción de electricidad global. La aportación de las energías renovables fue de 22.3% para la generación mundial en el 2014, después del carbón (40.7%), y por delante del gas (21.6%), nuclear (10.6%) y petróleo (4.3%). Las hidroeléctricas suministran la mayor capacidad eléctrica de las energías renovables, generando 16.4% de la electricidad mundial, y 73.2% del total de electricidad renovable, mientras que los biocombustibles y calor de desecho suministran 1.8% de la electricidad mundial. Sin embargo, las energías de geotermia, solar, eólica y de las mareas tienen tendencias de crecimiento rápidos, para 2014 aportaron el 4.2% de la producción de electricidad mundial, o el 18.7% de la electricidad del total de las renovables [1].

Dentro de los cambios en la canasta de producción primaria de 2012 a 2013, destacó el incremento de la participación del carbón y sus derivados, que ganaron 0.7%, la producción de petróleo perdió 0.8% y la producción mundial de energías renovables incrementó 3.8%.

Las exportaciones totalizaron 5,247.03 Mtep en 2013, lo que representó un 1.3% mayor con respecto a 2012. Tal crecimiento se debe principalmente al aumento en las exportaciones de carbón y sus derivados, las cuales fueron responsables del 83.8% del incremento total. El petróleo sigue siendo el energético con los mayores flujos entre países, representando el 41.6% de las exportaciones totales.

El consumo mundial de energía creció 2.5% en 2013, al totalizar 9,172.80 Mtep, tal como se puede ver en la figura 1.2. Esto se debió principalmente al incremento en el consumo de carbón con 6.2%, al de gas natural con 3.3% y al de electricidad con 3.2%. Los tipos de energía renovable que tuvieron un incremento en su participación fueron la energía solar y la eólica, con 26.35 Mtep, cifra 29.5% mayor que la que se registró en 2012 [2].

Por sectores de consumo, el principal sector a nivel mundial fue el industrial con 2,623.45 Mtep, con un 28.6% del total, seguido por el sector transporte



Figura 1.2: Consumo mundial de energía por energético, 2013. 9,172.8 Mtep [2].

con 2,551.85 Mtep, representando el 27.8% y el residencial con 2,130.56 Mtep constituyendo el 23.2% (figura 1.3) [2].

En 2010, aproximadamente el 80% de la electricidad mundial se genera a partir de combustibles fósiles que contribuyen de manera significativa a las emisiones de gases de efecto invernadero [6]. De seguir utilizando un sistema energético basado en la quema de hidrocarburos, se prevé que aumente la temperatura del verano a nivel mundial del orden de 2 a 4 °C a finales del siglo [7].

En 2012, según la Agencia Internacional de Energía (IEA), actualmente el suministro y uso de energía son económicamente, ambientalmente y socialmente insostenibles [3]. Por otra parte, el Instituto Internacional de Refrigeración informó que los sistemas de refrigeración y aire acondicionado consumen aproximadamente el 15% de la generación mundial total de electricidad [4]. Asimismo, el 45% del consumo total de energía residencial se debe a los sistemas de aire acondicionado [5].

El cambio climático y el aumento del nivel de vida también generan un aumento en la demanda de aire acondicionado, lo que supone un importante aumento del consumo de energía primaria. El aumento de la demanda de energía eléctrica debido al crecimiento de la población, el aumento de la demanda de aire acondicionado y la expansión de las industrias en estos países está superando el crecimiento de la energía eléctrica disponible [8].





1.2. Escenario energético en México

En 2014, la producción nacional de energía primaria totalizó en 8,826.15 PJ, un 2.1% menor respecto a 2013, tal como se puede ver en la tabla 1.1 y figura 1.4 [9].

La producción de petróleo, principal energético primario, disminuyó 3.7% comparado con el año anterior. En cuanto a la producción bruta de gas natural, se observó un incremento de 1.7%. La producción de energía nuclear disminuyó 17.9%, mientras que la generación de las hidroeléctricas aumentó 38.9%, dando un total de 140.01 PJ [9].

La geoenergía (energía térmica extraída del subsuelo antes de la generación de electricidad) totalizó 129.88 PJ, presentando un decremento de 1.1% respecto a 2013. En lo que se refiere a la energía eólica, durante 2014 la producción incrementó el 53.6% respecto a 2013, pasando de 15.06 PJ a 23.13 PJ. En lo que respecta a la producción de energía solar, esta aumentó un 15.0%. La producción de biogás, mostró una disminución del 1.6%, mientras que la biomasa (que se integra por bagazo de caña (30.0%) y leña (70.0%)) disminuyó 4.2%.
			Variación	Estructura	
	2013	2014	porcentual (%)	porcentual (%)	
			2014/2013	2014	
TOTAL	9,019.91	8,826.15	-2.15	100	
Carbón	299.88	303.37	1.16	3.44	
Hidrocarburos	7,961.43	7,755.20	-2.59	87.87	
Petróleo crudo	5,814.63	5,597.20	-3.74	63.42	
Condensados	101.20	78.55	-22.38	0.89	
Gas natural	2,045.61	2,079.45	1.65	23.56	
Nucleoenergía	122.60	100.60	-17.95	1.14	
Renovables	636.01	666.98	4.87	7.56	
Hidroenergía	100.81	140.01	38.89	1.59	
Geoenergía	131.32	129.88	-1.09	1.47	
Solar	7.60	8.73	15.00	0.10	
Eólica	15.06	23.13	53.57	0.26	
Biogás	1.97	1.94	-1.57	0.02	
Biomasa	379.26	363.28	-4.21	4.12	
Bagazo de caña	123.83	109.16	-11.85	1.24	
Leña	255.42	254.12	-0.51	2.88	

Cuadro 1.1: Producción de energía primaria en México (PJ) [9]







Figura 1.5: Oferta interna bruta por tipo de energético, 2014 (Petajoules) [9]. ¹ Incluye grandes hidroeléctricas.

Por otra parte, la energía primaria enviada a centros de transformación (refinerías, despuntadoras, plantas de gas, fraccionadoras, centrales eléctricas y centrales de autogeneración) sumó 5,539.25 PJ, 2.3% menor que en 2013. La producción bruta de energía secundaria en centros de transformación totalizó 5,503.84 PJ, cifra 2.8% menor que en 2013. En cuanto a la oferta interna bruta de energía, totalizó en 8,624.26 PJ, con un decremento de 3.6% respecto al año anterior, como se puede ver en la figura 1.5.

Por tipo de energético, la oferta interna bruta de hidrocarburos representó 85.2% del total, mientras que el aporte de energías renovables totalizó 665.78 PJ, cifra 4.9% por arriba de los valores observados en 2013, representando en conjunto el 7.7% del total. Los tipos de energía renovable que incrementaron su oferta interna bruta fueron la eólica (53.6%), hidroeléctrica (38.9%), y solar (15.0%); mientras tanto, la geotérmica, biogás, leña y el bagazo de caña disminuyeron en 1.1%, 1.6%, 0.5% y 11.9%, respectivamente. Finalmente, la oferta interna bruta de nucleoenergía registró una participación de 1.2%, perdiendo 18.0 puntos porcentuales respecto a 2013.

En lo que respecta al consumo nacional de energía, disminuyó 3.6% respecto al año anterior, como se puede ver en la tabla 1.2, al totalizar 8,624,26 PJ (para fines del Balance Nacional de Energía, el consumo nacional de energía es igual a la oferta interna bruta total). Este flujo es el agregado de la energía que se envía a las distintas actividades o procesos para su utilización.

El consumo final total de energía, se define como la suma del consumo no

		2014	Variación	Estructura	
	2013		porcentual (%)	porcentual (%)	
			2014/2013	2014	
Consumo Nacional	8,944.94	8,624.26	-3.59	100	
Consumo sector energético	3,016.76	2,937.98	-2.55	34.07	
Consumo transformación	1,796.04	1,706.01	-5.01	19.78	
Consumo Propio	1,033.67	1,053.24	1.89	12.21	
Pérdidas por distribución	185.06	178.73	-3.42	2.07	
Consumo final total	5,110.71	5,128.01	0.34	59.46	
Consumo no energético	190.85	232.22	21.68	2.69	
Consumo energético	4,919.86	4,895.79	-0.49	56.77	
Recirculaciones y	819.47	558.28	-31.87	6.47	
diferencia estadística					

Cuadro 1.2: Consumo nacional de energía (Petajoules) [9].

energético total (productos energéticos y no energéticos derivados del petróleo que se utilizan como insumos para la producción de diferentes bienes) y el consumo energético total (energía destinada a la combustión en los procesos y actividades económicas y a satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad), totalizó en 5,128.01 PJ, de los cuales se distribuyeron en los sectores de transporte (45.9%), el industrial (32.0%), el residencial, comercial y público (18.8%) y el agropecuario (3.3%).

El consumo de energía en el sector residencial aumento 1.5% debido al aumento en el consumo de gas seco en los hogares. Asimismo, se observó una disminución de 0.5% en el consumo de leña en hogares debido al incremento en el uso de gas seco, electricidad y uso directo de la energía solar en zonas urbanas del país. El sector industrial es el segundo mayor consumidor de energía en el país, el cual alcanzó 32.0% del consumo energético total. El empleo de energía solar para satisfacer necesidades energéticas en este sector totalizó 0.41 PJ. Aunque su aportación a la canasta de combustibles de la industria fue marginal, ha mostrado un crecimiento constante en los últimos años.

1.3. Potencial de la energía solar en México

México, a nivel mundial, es uno de los países que tienen mayor promedio de radiación solar anual, esto se debe principalmente a su privilegiada ubicación geográfica, como se puede ver en la figura 1.6 [10]. Esta característica resulta ideal para el aprovechamiento de energía solar, pues la irradiación global media diaria es de 5.5 kWh/m²/día, situando a México como uno de los países con mayor potencial en aprovechamiento de energía solar en el mundo. La irradiación promedio cambia a lo largo de la República Mexicana y depende también del mes, descendiendo ligeramente por debajo de 3 kWh/m²/día y pudiendo alcanzar valores superiores a 8.5 kWh/m²/día [11]. La abundante cantidad de radiación solar en la mayoría de los países en desarrollo es una fuente de energía renovable que se encuentra disponible la mayor parte del año [12].



Figura 1.6: Mapa de radiación solar en México ($kWh/m^2/dia$) [10].

En la actualidad, la energía solar térmica en México se aplica fundamentalmente en el calentamiento de agua para usos residenciales, institucionales y recreativos; de acuerdo con estadísticas de la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES) y la SENER, hasta el año 2010 se encontraban instalados cerca de 1.66 millones de metros cuadrados de superficie de colección, con una generación de calor útil de 1,332.78 GWht/año. La capacidad instalada se distribuye en 155,292 m² para Vivienda, 16,153 m² para Hoteles, 12,670 m² para Industrias,

87,456 m² para Albercas y 1,009 m² Otras [[13], [14]].

Conforme a la Estrategia Nacional de Energía 2012-2026, el Programa Especial para el Aprovechamiento de las Energías Renovables [15], los programas en materia de bioenergéticos, el Programa para la Promoción de Calentadores Solares de Agua en México (Procalsol) [16] y la propia evolución o tendencia del mercado energético en los próximos años, se contempla la expansión de la infraestructura de aprovechamiento de energías renovables para generación de electricidad, de producción de calor y de los biocombustibles en México. La Estrategia Nacional de Energía 2012-2026 representa el instrumento de planeación del sector con visión de largo en donde se establece la meta de incrementar la participación de energías limpias en la de generación eléctrica a 35% del total para el 2026, las cuales incluye a las fuentes renovables, grandes hidroeléctricas, carboeléctricas y ciclos combinados que cuenten con captura y secuestro de carbono (CO_2) y energía nuclear [17].

La abundante energía solar en países en desarrollo obliga a que la comunidad científica plantee como una alternativa adecuada a las tecnologías de enfriamiento solar, especialmente para las personas que viven en las zonas remotas y sufren de escasez de electricidad. Las tecnologías térmicas solares son un medio sustentable para satisfacer la creciente demanda de energía, además, la mayor radiación solar coincide con el período de pico de enfriamiento en verano [18]. En consecuencia, el enfriamiento térmico solar podría reducir las necesidades energéticas durante los períodos pico en verano reemplazando los enfriadores activados por energía eléctrica a enfriadores térmicos. Además, el suministro de refrigeración se puede extender más allá de la puesta del sol mediante la incorporación de almacenamiento de calor en el sistema.

Por ello, es de vital importancia introducir sistemas que aprovechen el recurso térmico solar (ya sean equipos totalmente solares, híbridos o que utilicen calor residual) para satisfacer las necesidades residencial-comercial-industrial y reducir el consumo energético. Una alternativa que puede ayudar a mitigar el consumo energético es mediante la utilización de sistemas solares por absorción de refrigeración y aire acondicionado.

1.4. Estado del arte de sistemas de refrigeración solar

En los últimos 30 años, y en particular en la última década, se ha incrementado el interés por desarrollar sistemas de refrigeración y aire acondicionado basados en tecnologías solares [19]. Actualmente existe una gran diversidad de tecnologías de enfriamiento que aprovechan el recurso solar [20], de las cuales destacan: a) Los sistemas de enfriamiento solar por compresión eléctrica, b) Los sistemas de enfriamiento solar por compresión termo-mecánica y c) Los sistemas de enfriamiento solar por sorción, los cuales se definen a continuación:

• (a) Sistemas de enfriamiento solar por compresión eléctrica.

Un sistema de enfriamiento solar por compresión eléctrica consiste principalmente de un dispositivo eléctrico de enfriamiento interconectado a un campo de paneles fotovoltaicos. El funcionamiento del sistema es sencillo, la radiación solar es transformada en energía eléctrica haciendo uso de los paneles fotovoltaicos, posteriormente, la energía eléctrica alimenta al motor de corriente continua que mueve el compresor del dispositivo de enfriamiento.

• (b) Sistemas de enfriamiento solar por compresión termo-mecánica

En un sistema de enfriamiento solar termo-mecánico, la energía solar térmica (captada por colectores solares) se convierte en trabajo mecánico haciendo uso de una máquina térmica. El trabajo mecánico obtenido acciona un compresor mecánico de una máquina de enfriamiento por compresión de vapor. Las máquinas térmicas empleadas para este tipo de sistemas de refrigeración son las que utilizan ciclo Rankine o Stirling. En cuanto a los colectores solares los más usados son los de tubos evacuados.

• (c) Sistemas de enfriamiento solar por sorción

El enfriamiento solar por sorción utiliza la atracción física o química entre un par de sustancias para producir el efecto de enfriamiento. Entre el par de sustancias, la sustancia con menor temperatura de ebullición se llama sorbato y el otro se llama sorbente. El sorbato es el que desempeña el papel de refrigerante. Dentro de la categoría de sorción existen varios tipos de tecnologías, tales como: sistemas de absorción, adsorción y desecantes.

Los sistemas de enfriamiento por sorción han sido utilizados comercialmente desde hace algunas décadas para diversas aplicaciones, incluyendo los sistemas de aire acondicionado-refrigeración y utilizando diversos tipos de ciclos termodinámicos para una variedad de tamaños y capacidades [21]. Sin embargo, el uso de dicha tecnología ha sido limitada principalmente por su baja eficiencia y su elevado costo inicial comparado con los sistemas por compresión de vapor. Es por ello que los sistemas de enfriamiento por sorción se usan generalmente cuando existen grandes cantidades de energía térmica de desecho que puede ser utilizada para alimentar al sistema, o mediante la utilización de la energía solar. Por otra parte, se encontró que de los sistemas comerciales de enfriamiento solar disponibles en el mercado, aproximadamente el 70% de éstos son sistemas de absorción, el 13% de adsorción y el 17% son sistemas con desecantes sólidos y líquidos [22]. Es evidente que la tecnología de enfriamiento por absorción es la más predominante.

El costo de una instalación de enfriamiento por absorción depende directamente del diseño de todo el sistema en su conjunto y de la elección de los sistemas auxiliares para su funcionamiento. En el caso de los sistemas de refrigeración solar de pequeña escala, en promedio, la distribución de costos se divide en 35% para bombas, ventiladores, tanques de almacenamiento y equipos auxiliares, 30% para el sistema de absorción, 20% para los colectores solares, 10% para sistemas de control y 5% otros costos [23].

Debido a que los sistemas de enfriamiento solar tienen un inminente auge en el mercado (especialmente los sistemas de enfriamiento por absorción de baja capacidad [23]), en esta sección se presenta una revisión bibliográfica de sistemas de enfriamiento que se encuentran disponibles comercialmente y sistemas o prototipos que se encuentran en investigación. La revisión bibliográfica se basa únicamente en sistemas de absorción, esto se debe principalmente a que el proyecto doctoral consiste en la evaluación de un sistema de este tipo.

1.4.1. Sistemas comerciales

Desde hace aproximadamente 50 años, algunas empresas han desarrollado y comercializado sistemas de enfriamiento por absorción en un amplio rango de capacidades. Los sistemas de alta capacidad (que van desde los 200 kW hasta algunos MW) en su mayoría utilizan fuego directo, y en algunos casos son impulsados por vapor. Además, la mayoría de las empresas han desarrollado unidades de absorción de simple y doble efecto que operan con las mezclas LiBr-H₂O y NH₃-H₂O. Dentro de las empresas que desarrollan sistemas de alta capacidad se encuentran: Carrier, York, Trane, Robur, Broad, Mycom, LG, Mitsubishi, Sanyo, Mc Quay, Entropie, Century y Colibrí [21]. Debido a la elevada capacidad de estos sistemas de enfriamiento, la mayoría de ellos han sido utilizados en grandes edificios y en procesos industriales.

Por otro lado, los sistemas de absorción de baja capacidad (menores a 100 kW) se han desarrollado principalmente por los aumentos de la demanda de aire

acondicionado en el sector residencial, y utilizan diversas tecnologías y mezclas de trabajo. Dentro de las empresas que desarrollan sistemas de baja capacidad se encuentran: Nishyodo, Maekawa, Maycom, Yazaki, Robur, Broad, Rotartica, Climatewell, SorTech, Invesnsor, Thermax, Solar Next, Aosol, Pink, Sonnenklima and EAW, entre otras [21]. En la tabla 1.3 se presentan sistemas comerciales de absorción de baja capacidad, la información se ha recopilado a partir de documentos [[24], [25]], informes [[26], [27]] y sitios web de los fabricantes.

Cuadro 1.3: Sistemas comerciales de absorción de bajas capacidades (hasta 2012) [25].

		Mezcla	Capacidad		Fuente de		Fluido de
Fabricante	Tipo	de	nominal	COP	calor	Aplicación	enfriamiento
		trabajo	[kW]		(°C)		
AGO	SE	NH ₃ -H ₂ O	50	0.61	HW (95)	R	Agua
Broad	DE	H_2O -LiBr	16/23	1.20	GF, PHW (160)	AC	Agua
Cooltec5	GAX	NH_3-H_2O	17.6/35	0.68	GF	AC	Aire
Climatewell	SE	H_2O -LiCl	10	0.68	HW (110)	AC	Agua
EAW Wergcall	SE	H_2O -LiBr	15/30	0.75	HW (90)	AC	Agua
Pink (SolarNext)	SE	NH_3-H_2O	10/12	0.63	HW (85)	AC/R	Agua
Rinnai Osaka gas	DE	H_2O -LiBr	6.7	1.20	GF	AC	Agua
Robur	SE	NH_3-H_2O	17.7, 12.8	0.70, 0.53	GF, PHW	AC/R	Aire
Solarice	SE	NH_3-H_2O	25/40	0.60	HW (80)	R	Agua
Sonnenklima	SE	H_2O -LiBr	10	0.78	HW (75)	AC	Agua
Thermax	SE	H_2O -LiBr	17.5/35	0.70	HW (90)	AC	Agua
Yazaki	SE	H_2O -LiBr	17.6/35	0.70	HW (88)	AC	Agua
Yazaki	DE	H ₂ O-LiBr /LiCl/LiI	28	0.85	GF	AC	Aire

SE-simple efecto, DE-doble efecto, HW-Agua caliente, GF-gas, PHW-agua caliente presurizada, R-refrigeración y AC-aire acondicionado.

1.4.2. Sistemas en investigación

Algunos de los estudios más importantes en el desarrollo de los sistemas de absorción se muestran a continuación, dichos estudios se clasifican en trabajos experimentales y teóricos.

1.4.2.1. Trabajos experimentales

En el período de 1975-1984, la Corporación Carrier realizó muchos esfuerzos en investigación y desarrollo de sistemas solares de absorción enfriados con aire. Como resultado de las investigaciones, se desarrolló un prototipo de simple efecto con capacidad de enfriamiento de 35 kW. El sistema trabaja con la mezcla H_2O -LiBr, y el prototipo podría alcanzar un COP de 0.71 [[26], [28]]. Por su parte, la Compañía Yazaki también comenzó a trabajar en el desarrollo de un prototipo de doble efecto por absorción de baja capacidad enfriado por aire. El prototipo reportó un COP de 0.8 y una potencia de refrigeración de 4.5 kW con la nueva

mezcla de trabajo LiBr-LiCl-LiI [[29], [30]]. Esta solución, también llamada mezcla Carrol, ofrece una operación más segura del sistema de refrigeración debido a las bajas temperaturas de cristalización.

Argiriou et al. [31] desarrollaron y evaluaron un prototipo experimental de un sistema de absorción de 10 kW de simple efecto que trabaja con la mezcla H_2O -LiBr. El COP máximo que se obtuvo fue de 0.74. La comparación con una instalación de enfriamiento convencional de compresión mostró que este tipo de sistema podría lograr un ahorro de energía de 20 a 27%.

La Universidad Técnica de Graz en Austria construyó un prototipo de absorción que opera con la mezcla NH_3 - H_2O con una capacidad de enfriamiento de 5 kW [32]. El prototipo se operó indirectamente a través de un circuito de temperatura media que puede utilizar cualquier tipo de energía renovable. Aunque está diseñado principalmente para aire acondicionado solar, el rango de temperaturas de operación del agua fría (-10 a 20 °C) hace que sea adecuado también para la refrigeración. El COP que se obtuvo varió en el intervalo de 0.4 a 0.75.

En la Universidad Politécnica de Cataluña, Castro et al. [33] desarrollaron y probaron un prototipo de absorción enfriado por aire de 2 kW de capacidad de enfriamiento usando la mezcla de trabajo H_2O -LiBr. El COP máximo que se obtuvo fue de 0.65 con un consumo eléctrico del ventilador de 250 W.

En el período de 2001 a 2002, el Centro Aeroespacial Alemán (DLR) desarrolló un prototipo de enfriamiento por absorción de doble efecto con la mezcla de trabajo H_2O -LiBr impulsada por colectores solares parabólicos. Para el rango de temperatura de entrada del generador de 150-180 °C se obtuvieron COPs en el rango de 1.2 y 1.4. En la Universidad Autónoma de Baja California se desarrolló un prototipo GAX enfriado por aire alimentado por gas natural y energía solar. El prototipo con una capacidad de refrigeración de 10.6 kW podría alcanzar COPs de 0.86 [34].

Kim e Infante Ferreira [35] investigaron el desarrollo de un sistema de absorción de medio efecto con flujo paralelo para aire acondicionado solar en climas calurosos. Basado en el diseño teórico, en la Universidad de Tecnología de Delft, Holanda, se construyó un prototipo de absorción de H₂O-LiBr enfriado por aire con el propósito de utilizar colectores solares planos de bajo costo [36]. Después de realizar los experimentos, durante los cuales la temperatura de condensación varió en el rango de 30-50 °C y la temperatura de entrada al generador en el rango de 67-108 °C, el máximo COP que se alcanzó fue de 0.35.

Una de las mezclas de trabajo más recientes fue la de NH₃-LiNO₃ patentada

por Bourouis et al. [37]. Con la nueva mezcla de trabajo se han desarrollado recientemente varios prototipos de simple efecto en la Universidad Rovira i Virgili en España. El primer prototipo que se desarrolló consistió de un sistema de absorción con capacidad de enfriamiento de 10 kW y enfriado por agua. Los resultados experimentales mostraron que para temperaturas de entrada del generador de 90 °C y temperaturas del agua refrigerada de 15 °C, el sistema puede producir 11.5 kW de refrigeración con un COP máximo de 0.69. El segundo prototipo que se desarrolló fue enfriado por aire, podría obtener una capacidad ligeramente inferior de 9.1 kW de enfriamiento y un COP de alrededor de 0.64 [38].

Además de los sistemas de absorción para aire acondicionado, también es posible el uso de esta tecnología en aplicaciones de baja temperatura como el almacenamiento de alimentos y medicamentos o la fabricación de hielo. Las máquinas de absorción de baja capacidad para fines de refrigeración son objeto de interés para muchos investigadores. Las tecnologías de absorción son muy atractivas para fines de refrigeración en áreas remotas o rurales donde la electricidad no está disponible. Este hecho se apoya por numerosos estudios de investigación y prototipos desarrollados [[39]-[42]].

Agyenim et al. [43] diseñaron un sistema de refrigeración por absorción térmico solar con almacenamiento frío. El sistema tiene una capacidad de refrigeración de 4.5 kW, utiliza la mezcla de trabajo H_2O -LiBr y es impulsado por 12 m² de colectores de tubos de vacío. El fluido del colector solar está basado en etilenglicol. El sistema de absorción se activó a una temperatura mínima de 80 °C y fue capaz de producir agua enfriada en el intervalo de 7-16 °C. El sistema de refrigeración solar fue probado experimentalmente en Cardiff, U.K. y se encontró en promedio un COP térmico y eléctrico de 0.58 y 3.6, respectivamente.

Mammoli et al. [44] utilizaron colectores de placa plana (FPC) y colectores de tubos de vacío (ETC) (232 m² de superficie total) para impulsar un ciclo de absorción de H₂O-LiBr de 70 kW. El sistema se utilizó para proporcionar calefacción y enfriamiento al edificio de ingeniería mecánica de la Universidad de Nuevo México en Nuevo México, EE.UU. Se utilizaron 34 m³ de tanque de almacenamiento de agua caliente y siete tanques de agua fría de 50 m³. El sistema implementó cuatro estrategias diferentes de control para las operaciones de verano durante el día y la noche, y el invierno durante el día y la noche. Los resultados mostraron que el campo de colectores tuvo una eficiencia promedio de 0.58, mientras que el sistema de absorción tuvo un COP promedio de 0.63.

Hidalgo et al. [45] investigaron experimentalmente el rendimiento de un ciclo de absorción de simple efecto con la mezcla de trabajo H_2O -LiBr impulsado

por 50 m² de superficie de colectores planos. El ciclo de absorción fue capaz de producir 6-10 kW de refrigeración bajo condiciones climáticas de verano en España. El rendimiento del sistema, el ahorro económico y el impacto ambiental se compararon con un sistema de compresión de vapor usando R407C con una COP estacional de 2.4. Con el fin de satisfacer la carga de enfriamiento de una superficie de suelo de 90 m², el ciclo de absorción utilizó 56% de energía solar y 44% de gas natural. El ahorro en costos de energía y el ahorro de emisiones de CO₂ fueron de 62% y 36%, respectivamente.

Chinnappa [46] investigó teóricamente y experimentalmente un ciclo de refrigeración de absorción intermitente que emplea como mezclas de trabajo NH_3 - H_2O y NH_3 -LiNO₃. Presentó una expresión aproximada simplificada para los COPs teóricos en ambos fluidos de trabajo.

Wu et al. [47] investigaron un nuevo sistema de refrigeración y aire acondicionado de absorción de NH_3 - H_2O -LiBr sin una bomba de solución o un equipo de destilación. Los resultados experimentales mostraron que la presión de vapor del generador fue menor y el COP (con la misma fracción de masa de amoniaco) fue 30% mayor en comparación con los del sistema NH_3 - H_2O .

Sathyabhama [48] midió los coeficientes de transferencia de calor en ebullición de las mezclas NH_3 - H_2O , NH_3 - H_2O -LiNO_3 y NH_3 - H_2O -LiBr. Los resultados experimentales indicaron que ambas sales eran eficaces para aumentar el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla de NH_3 - H_2O . Para una fracción másica de amoniaco de 0.30 y una concentración alta de LiBr se obtiene el coeficiente de transferencia de calor más alto. Por su parte, para una fracción másica de amoniaco de 0.25 y una concentración elevada de LiNO_3 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor máximo, y para una fracción másica de amoniaco de 0.15, ambas sales son igualmente eficaces para aumentar el coeficiente de transferencia de calor.

Moreno-Quintanar et al. [49] desarrollaron y evaluaron un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente. El sistema opera con las mezclas NH_3 -Li-- NO_3 y NH_3 -Li NO_3 - H_2O . El sistema fue diseñado para producir hasta 8 kg/día de hielo y se compone de un concentrador parabólico compuesto (CPC) con un receptor cilíndrico que actúa como generador/absorbedor, un condensador, un evaporador y un dispositivo de expansión. Se obtuvieron temperaturas en el evaporador de -8°C para un periodo de 8 h. En cuanto a la comparación de rendimientos, se obtuvo que la mezcla ternaria puede ser hasta 24% mayor que los obtenidos por la mezcla binaria, que varían desde 0.066 hasta 0.093.

Arzoz et al. [50] reportaron la operación exitosa de una máquina de absorción

de NH₃-LiNO₃de doble etapa de 3 kW utilizando calor solar de baja temperatura. Como resultados se obtuvieron COPs de 0.27 con una temperatura fuente de calor de 90 °C para una temperatura de evaporación de 15 °C y una temperatura de condensación de 45 °C.

Swartman y Swaminathan [51] utilizaron un sistema intermitente que opera con energía solar para refrigeración. El llevaron a cabo pruebas experimentales para determinar el rendimiento de las soluciones NH_3 - H_2O y NH_3 -NaSCN. Los resultados experimentales mostraron que el NH_3 -NaSCN presenta un mejor rendimiento que el NH_3 - H_2O . Además, NH_3 -NaSCN ofrece un coste de equipo más bajo porque no requiere una columna de rectificación para evitar que el absorbente sea transportado al condensador.

Staicovici [52] investigó un sistema intermitente de absorción solar de NH_3 - H_2O . Los valores de COP del sistema real fueron de 0.25-0.30 y podrían alcanzarse a temperaturas de generación y condensación de 80 °C y 24.3 ° C, respectivamente. Para capacidades mayores de 450-675 MJ/día, el período de amortización se estimó en seis y cuatro años, respectivamente, durante una vida útil de 15-18 años.

Hammad y Habali [53] diseñaron un ciclo de refrigeración de absorción con energía solar utilizando una solución de NH_3 - H_3O para enfriar un gabinete de vacunas en el Medio Oriente. Una simulación durante todo el año indicó que el COP osciló entre 0.5 y 0.65 con temperaturas de generación de 100-120 °C y una temperatura interna del gabinete de 0-8 °C.

Francisco et al. [54] desarrollaron y probaron un prototipo de absorción de 2 kW de NH_3 - H_2O diseñado para la refrigeración con energía solar para pequeñas zonas rurales. Los resultados sugieren que los futuros prototipos deben ser más compactos y más eficientes.

La Universidad Gazi de Turquía construyó un prototipo de un sistema de absorción solar de NH_3 - H_2O , el cual tiene una temperatura de generación óptima de 80 °C para el mejor COP y una temperatura de evaporación de 3 °C, lo que significa que podría utilizarse para aire acondicionado y preservación de los alimentos [55].

1.4.2.2. Trabajos teóricos

Best et al. presentaron tablas de relaciones de flujo, COPs de Carnot y COPs basados en entalpías bajo distintas temperaturas de operación y concentraciones para sistemas de absorción de NH_3 - H_2O [[56]-[59]], NH_3 -LiNO₃ [[60]-[63]] y NH_3 -

NaSCN [[64]-[67]] utilizados para refrigeración y calefacción.

Antonopoulos y Rogdakis [68] predijeron el rendimiento horario de la energía solar para sistemas de absorción que operan con las mezclas de trabajo NH_3 -LiNO₃ y NH_3 -NaSCN en Atenas.

Sun [69] simuló el desempeño de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto para tres mezclas diferentes: NH_3 - H_2 , NH_3 - $LiNO_3$ y NH_3 -NaSCN. Las propiedades termodinámicas son expresadas en ecuaciones polinomiales. Obtuvo como resultado que desempeño de las mezclas NH_3 - $LiNO_3$ y NH_3 -NaSCN son mejores que el NH_3 - H_2O , además no requieren de sistemas de rectificación.

Venegas et al. [70] realizaron simulaciones teóricas de sistemas de absorción de doble etapa y triple etapa utilizando soluciones NH_3 - H_2O , NH_3 - $LiNO_3$ y NH_3 -Na-SCN. Demostraron para los sistemas de doble efecto que para temperaturas de evaporación, condensación y generación de -15 °C, 40 °C, y 90 °C, respectivamente, se obtienen COPs de 0.32 para la solución NH_3 - $LiNO_3$, 0.29 para NH_3 -NaSCN y 0.27 para NH_3 - H_2O .

Rivera y Rivera [71] propusieron un sistema de refrigeración por absorción intermitente que opera con energía solar y la solución NH_3 -LiNO₃, además desarrollaron un modelo matemático para obtener su rendimiento. Los resultados mostraron que con el sistema propuesto era posible producir 11.8 kg de hielo con temperaturas de generación de 120°C y temperaturas de condensación de entre 40 y 44°C. La eficiencia del sistema varió entre 0.15 y 0.4 dependiendo de las temperaturas de operación.

Mclinden y Radermacher [72] presentaron una comparación teórica del rendimiento entre sistemas de absorción que operan con NH_3 - H_2O y NH_3 - H_2O -LiBr. Los resultados mostraron que los sistemas de absorción que operan con la solución ternaria tienen un mejor rendimiento.

Ahlby et al. [73] analizaron el rendimiento de un sistema de compresión/absorción con una solución ternaria NH_3 - H_2O -LiBr. En comparación con el sistema binario NH_3 - H_2O , el COP del sistema ternario fue mejor, con un incremento máximo del 10%.

La transferencia de calor y de masa en el absorbedor de un sistema de NH_3 -Li NO_3 está limitada por la viscosidad de la solución. Una alternativa a la mezcla de NH_3 -Li NO_3 es la mezcla de NH_3 -H₂O-Li NO_3 , que muestra una mayor conductividad y menor viscosidad [74]. Bokelmann [75] propuso la adición de agua a la mezcla binaria NH_3 -Li NO_3 para superar este inconveniente.

También se propuso la adición de hidróxido a la mezcla NH_3 - H_2O para disminuir la cantidad de agua en el vapor de amoníaco. La temperatura de generación del sistema de NH_3 - H_2O -hidróxido se puede reducir con relación al sistema NH_3 - H_2O . Reiner y Zaltash investigaron fluidos ternarios NH_3 - H_2O para ciclos de absorción. Los resultados mostraron que LiBr, LiCl y LiNO₃ aumentan la temperatura de ebullición con respecto a la solución binaria estándar y que el LiOH e KOH la disminuyen. Los autores propusieron la adición de hidróxidos a la mezcla convencional NH_3 - H_2O en ciclos de refrigeración por absorción como un método para aumentar la eficiencia y reducir la temperatura de generación de operación [[76], [77]].

Steiu et al. [78] realizaron una simulación en un sistema de absorción de NH_3 - H_2O -NaOH utilizando datos experimentales para calcular las propiedades de equilibrio líquido-vapor. Mostraron que el COP es aproximadamente 20% más alto que el de un enfriador convencional NH_3 - H_2O operando bajo las mismas condiciones.

Medrano et al. [79] discutieron la posibilidad de utilizar mezclas de fluidos orgánicos, como trifluoroetanol - tetraetilenglicol dimetil éter (TFE-TEGDME) y metanol - tetraetilenglicol dimetil éter (CH3OH-TEGDME) como pares de fluidos de trabajo en serie y en ciclos de absorción de doble intercambio de vapor. Los resultados mostraron que el COP del ciclo que operaba con TFE-TEGDME es 15% mayor a los sistemas que operan NH₃-H₂O.

Kouremenos et al. [80] simularon el rendimiento de unidades de absorción de NH_3 - H_2O impulsadas por energía solar que funcionan conjuntamente con los colectores solares de alta y media temperatura en Atenas. El COP teórico, la potencia de refrigeración máxima, el factor de ganancia de calor y la potencia de calor ganado se predijeron para los casos de refrigeradores, bombas de calor y transformadores de calor.

1.5. Justificación

Actualmente, a nivel mundial, existe la enorme necesidad de trasladar nuestros sistemas de producción de energía basados en combustibles fósiles a sistemas de producción y consumo energéticos más limpios y perdurables. Por una parte la quema de los combustibles fósiles genera diversos gases contaminantes que provocan el efecto invernadero, y por ende, un cambio climático mundial. Por otra parte las fuentes fósiles de energía no son renovables, su consumo es más rápido de lo que la naturaleza puede generarlas, por lo que existe la enorme probabilidad que en un determinado momento la demanda energética no pueda ser abastecida y todo el sistema colapse. Algunas soluciones a la fuerte dependencia energética de los hidrocarburos son mediante el ahorro energético, optimización de equipos y el uso de *energías renovables*.

Partiendo de la problemática energética que se tiene a nivel mundial, el enorme potencial de energía solar que se tiene en la mayor parte del país y revisando el estado del arte de los sistemas solares de refrigeración, el presente proyecto de doctorado tiene como finalidad contribuir en el marco del desarrollo sustentable mediante el desarrollo de un prototipo de enfriamiento por absorción que tenga la capacidad de operar con energía térmica; la cual puede provenir de la energía solar, de geotermia o calor de desecho. De esta manera se aportará un sistema que contribuirá en el ahorro energético e implementación de fuentes de energía limpias.

El sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA) está diseñado para operar con un generador y absorbedor con serpentín helicoidal y película descendente, tiene una capacidad de enfriamiento de 3.5 kW y opera con una mezcla de trabajo alternativa a las convencionales, Amoniaco-Nitrato de Litio (NH₃-LiNO₃).

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo General

Desarrollar y evaluar un sistema de enfriamiento solar por absorción (SRSA) tipo película descendente operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio (NH_3 -LiNO₃).

1.6.2. Objetivos Específicos

- Evaluar el SRSA en función de las principales temperaturas de operación a condiciones controladas.
- Evaluar el SRSA acoplado al campo de colectores solares.
- Determinar las efectividades de los principales componentes del sistema de absorción.
- Determinar los coeficientes convectivos de transferencia de calor para el generador y absorbedor de película descendente.
- Realizar el estudio y modelación matemática de ciclos avanzados de absorción.

1.7. Estructura de la tesis

La presente tesis doctoral consta de siete capítulos que se encuentran estructurados de la siguiente manera:

En el Capítulo 1 a manera de introducción, se muestra la situación energética del país, las energías renovables, el potencial solar en el territorio mexicano, así como el estado del arte de los sistemas de refrigeración por absorción, algunas justificaciones del por qué se realiza este trabajo y por último se plantean los objetivos del proyecto.

En el Capítulo 2 se muestran los principios termodinámicos de los ciclos de refrigeración. Primero se explican los ciclos por compresión mecánica de vapor y posteriormente se explican los ciclos de absorción. Dentro de los ciclos de absorción se detalla el principio de funcionamiento y sus respectivas clasificaciones. Además, se presentan las mezclas refrigerante-absorbente más empleadas en la actualidad. Por último se presenta la mezcla empleada en el sistema de enfriamiento experimental.

En el Capítulo 3 se presenta el sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA), se describen sus componentes, interconexiones y procedimientos necesarios para ponerlo en operación. También se muestran los equipos de instrumentación y adquisición de datos que se utilizaron, así como los sistemas auxiliares que se emplearon para llevar a cabo la evaluación experimental.

En el Capítulo 4 se exhiben los resultados experimentales que se obtuvieron de la evaluación del SRSA. Se describen las condiciones de operación y metodologías para llevar a cabo la experimentación. También se realiza un análisis de resultados mediante la obtención de potencias de enfriamiento-calentamiento y COP's, así como las efectividades de los componentes que integran el SRSA.

En el Capítulo 5 se muestra el procedimiento experimental que se llevó a cabo y el ajuste de modelos matemáticos a partir de los resultados experimentales para obtener los coeficientes convectivos de la solución NH_3 -LiNO₃ en el generador y absorbedor del SRSA.

En el Capítulo 6 se presenta un estudio teórico de ciclos termodinámicos avanzados, en el cual se realizan una serie de simulaciones teóricas de ciclos de absorción del tipo I para producir enfriamiento. Para la realización de las simulaciones se presentan distintas configuraciones y las mezclas de trabajo H_2O -LiBr, NH_3 -LiNO₃ y H_2O -Hidróxidos. Finalmente se muestran las tendencias de todos los ciclos termodinámicos con las respectivas las mezclas de trabajo.

En el Capítulo 7 se muestra otro estudio teórico de ciclos termodinámicos avanzados de absorción del tipo II para la revaloración de la energía mediante diversas configuraciones y la mezcla de trabajo NH_3 -LiNO₃. Además, se presentan detalladamente los modelos matemáticos y se muestran las tendencias de COPs en función de las temperaturas de operación para cada configuración.

Finalmente, en el capítulo 8 se presentan las conclusiones y recomendaciones finales que se obtuvieron del proyecto doctoral.

1.7. Estructura de la tesis

Capítulo 2

Fundamentos termodinámicos de la refrigeración por absorción

En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos sobre los ciclos termodinámicos de refrigeración por absorción. Primero se muestra una breve reseña de la historia referente a estos sistemas, se explica el principio básico de funcionamiento a partir de los ciclos convencionales de refrigeración, se muestran las distintas clasificaciones que se tienen y finalmente se detallan los principales refrigerantes y mezclas de trabajo que se pueden emplear en los sistemas de absorción. Es importante mencionar que se dará mayor énfasis en la mezcla de trabajo amoniaco-nitrato de litio (NH₃-LiNO₃), esto se debe a que es la mezcla que se emplea en el SRSA.

2.1. Introducción

Las raíces de la tecnología de absorción se remontan a mediados del siglo XVII con los trabajos del Dr. William Cullen y Nairne [81]. Sin embargo, no fue hasta el período posterior a la Segunda Guerra Mundial, especialmente en los EE.UU., donde la industria de la climatización estaba en auge con respecto a las máquinas de absorción. El uso de LiBr-H₂O como mezcla de trabajo, y el rápido desarrollo de las máquinas de absorción de grandes capacidades de simple efecto, en primer lugar por Carrier (1945) y luego por otras empresas líderes (Trane, York, Worthington), contribuyeron en la penetración de la tecnología de absorción en el mercado estadounidense. Posteriormente, con la crisis del petróleo en 1973, así como el desarrollo de equipos de compresión de vapor de alta eficiencia causaron un fuerte desinterés por la tecnología de absorción. Por su parte, en el otro lado del mundo, Japón inició su recuperación post-guerra. Ante la escasez de recursos energéticos propios y el elevado costo de electricidad proveniente de Oriente Medio, el gobierno japonés promovió el gas natural como combustible

principal. Las empresas japonesas Kawasaki, Mitsubishi, Ebara, Sanyo, Hitachi y Yazaki se dieron cuenta de la posibilidad de mejorar la eficiencia del equipo de absorción mediante el uso de fuentes de energía de alta temperatura.

En las últimas tres décadas, después de los protocolos de Montreal y de Kyoto, nuevamente se ha intensificado el interés por los sistemas absorción, esto se debe a que se les considera como una posible solución para proteger la capa de ozono, utilizan fluidos amigables con el medio ambiente, y tienen la posibilidad de operar con energía térmica que puede provenir de la energía solar, geotermia o calor residual. Por tales motivos los sistemas de absorción son muy interesantes para la investigación y el desarrollo.

El progreso tecnológico de los colectores solares ha descubierto nuevos horizontes para los equipos de absorción. Aunado a ello, la preocupación por el aumento de la demanda de refrigeración, en aplicaciones de pequeña escala como residencias y oficinas, ha intensificado el interés por las máquinas de absorción de pequeña capacidad. La iniciativa, que comenzó con el Grupo de la Agencia Internacional de Energía AIE 25 [82] y posteriormente AIE 38 [83] ha dado los resultados y se concluye que en la actualidad se tienen pocas unidades de absorción de pequeña capacidad en el mercado. Sin embargo, se tienen que realizar una gran cantidad de esfuerzos en el campo de la investigación con el fin de desarrollar equipos de absorción totalmente competitivos con los equipos de compresión convencional en términos de eficiencia y rentabilidad.

2.2. Principios de la refrigeración

El proceso de enfriamiento (ya sea para refrigeración o aire acondicionado) consiste en la remoción de calor no deseado de un espacio o un objeto específico, es decir, reducir y mantener la temperatura por debajo de la temperatura ambiente. Como ya se sabe, en condiciones normales, el calor fluye de una temperatura mayor a una temperatura menor. En caso que se requiera disminuir la temperatura de algún espacio se necesita de un sistema de enfriamiento o refrigeración. Estos dispositivos utilizan un ciclo cerrado y un fluido de trabajo (refrigerante) al cual se le suministra calor o trabajo de tal manera que se puede extraer calor de un espacio y transferirlo al ambiente. Esto queda claro en el enunciado de Clausius de la segunda ley de la termodinámica [84], que se expresa de la siguiente manera: *"Para cualquier sistema es imposible operar de tal manera que se dé una transferencia de calor de un cuerpo frío a un cuerpo más caliente"*.

Durante el proceso de refrigeración, el refrigerante absorbe calor (\dot{Q}_L) en el evaporador a una temperatura baja T_L (espacio que será enfriado) y cede calor (\dot{Q}_H) en el condensador a una temperatura alta T_H o temperatura ambiente. Es decir, se tiene que pasar de una temperatura inferior a una superior, para lograr tal efecto sin tener que violar la segunda ley de la termodinámica es necesario que se suministre al sistema una cantidad de trabajo mecánico neto (\dot{W}_{neto}), tal y como se muestra en el diagrama de la figura 2.1 [85].

El desempeño de los sistemas de refrigeración se expresa en términos del coeficiente de operación COP, por sus siglas en inglés, *coefficient of performance*, que se define como [85]:

$$COP = \frac{salida \ deseada}{entrada \ requerida} = \frac{efecto \ de \ enfriamiento}{trabajo \ neto \ suministrado} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{neto}}.$$
 (2.1)

2.3. Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Los refrigeradores por compresión de vapor funcionan a base de sustancias especiales que tienen la particularidad de evaporarse al absorber calor en condiciones de temperatura y presión relativamente bajas. Por otra parte, al condensarse a presiones superiores, ceden su calor a un medio circundante que puede ser en general agua o aire.

El tipo de refrigerador más común es el de compresión mecánica de vapor, este sistema se compone por un compresor que se encarga de suministrar el



Figura 2.1: Diagrama del principio básico de refrigeración.

trabajo mecánico para comprimir el fluido de trabajo y aumentar la presión, un condensador que desecha el calor al medio circundante cambiando de fase de vapor a líquido, un dispositivo de expansión que baja la presión y temperatura para lograr el efecto refrigerante y un evaporador en donde se absorbe el calor del medio a enfriar.

2.3.1. Ciclo inverso de Carnot

El ciclo inverso de Carnot es un ciclo reversible que funciona mediante dos procesos isotérmicos y dos procesos isoentrópicos. Este ciclo se caracteriza porque tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como parámetro de comparación para los ciclos reales de refrigeración. El principio de funcionamiento de este ciclo se describe a partir de la figura 2.2

El ciclo inverso de Carnot se compone de cuatro procesos:

- (1-2) A una fuente de baja temperatura (T_L), el refrigerante absorbe calor (\dot{Q}_L) de manera isotérmica.
- (2-3) El refrigerante se comprime de manera isoentrópica hasta que cambia su fase a vapor saturado a una temperatura alta (T_H) .



Figura 2.2: Esquema y diagrama T-s del ciclo inverso de Carnot [85].

- (3-4) El refrigerante rechaza calor (Q_H) de manera isotérmica en un sumidero de alta temperatura (T_H), cambiando su fase a líquido saturado.
- (4-1) El refrigerante se expande de manera isoentrópica hasta descender a la temperatura inicial (T_L).

El COP de un refrigerador de Carnot se expresa en función de la temperatura como se muestra en la siguiente expresión [85]:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{L}}}{T_{\text{H}} - T_{\text{L}}} = \frac{1}{\frac{T_{\text{H}}}{T_{\text{I}}} - 1}.$$
 (2.2)

El ciclo inverso de Carnot no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración debido a que durante los procesos 2-3 y 4-1 implica la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en la turbina, respectivamente.

2.3.2. Ciclo ideal de refrigeración por compresión mecánica de vapor

El ciclo ideal de refrigeración por compresión elimina algunos aspectos imprácticos en los que se basa el ciclo inverso de Carnot. Por una parte se evapora el refrigerante por completo antes de comprimirlo, y se sustituye la turbina por un dispositivo de estrangulamiento. De esta manera se elimina la posibilidad de utilizar un compresor que maneje dos fases y una turbina que se dañe con la alta cantidad de humedad en el refrigerante. El principio de funcionamiento de este ciclo se describe a continuación partiendo de la figura 2.3 [85].

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se compone de cuatro procesos:

- (1-2) El refrigerante se comprime de manera isoentrópica en un compresor, pasando de vapor saturado a vaapor sobrecalentado.
- (2-3) El refrigerante rechaza calor a presión constante en un condensador, pasando del estado de vapor sobrecalentado a líquido saturado.
- (3-4) El refrigerante se estrangula en un dispositivo de expansión. Se considera expansión isoentálpica.
- (4-1) El refrigerante absorbe calor a presión constante en un evaporador con lo cual se convierte en vapor saturado.

En el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra en el compresor (1) como vapor saturado y se comprime de manera isoentrópica hasta que alcanza la presión del condensador. La temperatura del refrigerante incrementa durante el proceso de compresión isoentrópica, después, el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado (2) y sale como líquido saturado (3), teniendo como resultado el rechazo de calor \dot{Q}_H hacia los alrededores. Posteriormente el líquido saturado (3) se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o un dispositivo de estrangulamiento como un tubo capilar. En este punto es donde se dá el efecto de enfriamiento, ya que la temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado. Enseguida, el refrigerante entra en el evaporador (4) como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor \dot{Q}_L del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor para reiniciar con el ciclo termodinámico.

Regularmente, en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen despreciarse, esto se debe a que son muy pequeños comparados con los cambios de calor y



Figura 2.3: Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [85].

trabajo. Por lo tanto, el COP se define como [86]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{entrada}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}.$$
 (2.3)

2.4. Fundamentos termodinámicos del ciclo de refrigeración por absorción

La absorción es un proceso de transferencia de materia en el cual una sustancia puede captar y mantener dentro de sí a otra sustancia a bajas presiones y temperaturas [87]. En la refrigeración por absorción se aprovecha la propiedad de una sustancia líquida ó sólida para absorber dentro de sí a un gas, y de esta manera formar una solución (mezcla binaria o terciaria). El gas absorbido puede ser liberado suministrando energía térmica a la solución, aumentando su temperatura y presión. El ciclo de refrigeración por absorción se basa en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la producción de frío. El ciclo de absorción, al igual que el de compresión mecánica, se puede representar como la unión de una máquina térmica de Carnot y una máquina inversa de Carnot. Es decir, desde el punto de vista termodinámico básico no hay diferencia entre el ciclo de absorción y el convencional.

El principio de funcionamiento del ciclo termodinámico básico de producción de frío por absorción se describe a partir de la figura 2.4. Una máquina térmica absorbe energía calorífica (\dot{Q}_G) de un foco caliente a una temperatura alta T_G , parte de esta energía la transforma en trabajo mecánico (\dot{W}_{neto}) y el resto de la energía calorífica (\dot{Q}_A) lo transporta hasta el foco frío que se encuentra a una temperatura T_A . Por su parte, la máquina inversa de Carnot absorbe el trabajo mecánico (\dot{W}_{neto}) obtenido por la máquina térmica. De esta manera se logra pasar energía calorífica (\dot{Q}_E) de un foco frío a una temperatura T_E hasta un foco más caliente a temperatura T_C .



Figura 2.4: Esquema termodinámico básico de producción de frío [88].

El parámetro más importante que se debe considerar en un sistema de refrigeración es el coeficiente de operación (COP). El COP es un parámetro que sirve para cuantificar el desempeño de un sistema de refrigeración. Particularmente, en los sistemas comerciales de refrigeración por absorción de simple efecto, los COP más elevados que se obtienen se encuentran alrededor de 0.78 [21]. El coeficiente de operación del sistema de absorción está definido en función de la máquina térmica de Carnot y la máquina inversa de Carnot [88], tal como se muestra a continuación:

$$COP_{abs} = \eta COP = \frac{Q_E}{\dot{Q}_G}, \qquad (2.4)$$

donde η y COP son el rendimiento de la máquina térmica y el coeficiente de operación de la máquina frigorífica [88] respectivamente, los cuales se definen como:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{G}},$$
(2.5)

$$COP = \frac{Q_E}{\dot{W}_{neto}}.$$
 (2.6)

El COP de una máquina de absorción se puede calcular en función de los fluidos primarios o secundarios. Los fluidos primarios o *"flujos internos"* son los fluidos que maneja internamente la máquina de absorción y que no salen de ella, en este caso la solución (NH₃-LiNO₃) y el refrigerante (NH₃). Por su parte, los fluidos secundarios o *"flujos externos"* son las corrientes de agua que se suministran y salen de los diferentes componentes del SRSA para llevar a cabo la transferencia de calor. Por lo tanto, cuando se utilizan las corrientes primarias se calcula el coeficiente de operación interno (COP_i) y cuando se usan las corrientes secundarias se calcula el coeficiente de operación externo (COP_e). Es muy importante resaltar que las ecuaciones del COP_i y COP_e se obtienen a partir de la primera ley de la Termodinámica, la cual se aplica a cada uno de los componentes que conforman el SRSA. A continuación se presentan las ecuaciones del COP_i y COP_e, los balances de materia y energía de los coeficientes de operación se apoyan en la nomenclatura del diagrama esquemático que se muestra en la figura 2.5.

Coeficientes de operación interno (COP_i)

$$COP_{i} = \frac{salida \ deseada}{entrada \ requerida} = \frac{Q_{E,i}}{\dot{Q}_{G,i} + \dot{W}_{B}}, \tag{2.7}$$

 $\dot{Q}_{E,i}$ y $\dot{Q}_{G,i}$ son las potencias de evaporación y generación de las corrientes internas y \dot{W}_B es el trabajo que se consume por el bombeo de la solución al generador. Las variables se definen como:





$$\dot{Q}_{E,i} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 = kW,$$
 (2.8)

$$\dot{Q}_{G,i}$$
= $\dot{m}_1h_1 + \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_7h_7$ [=]kW, (2.9)

$$\dot{W}_{\rm B} = \dot{m}_5 [\upsilon_5 (P_6 - P_5)] =]kW,$$
 (2.10)

Donde \dot{m} es el flujo másico expresado en kg/s, h es la entalpía específica en kJ/kg, v es el volumen específico de la solución en m³/kg, y P es la presión en kPa.

Las entalpías y volumen específico de la solución se obtienen a partir de las correlaciones de Libotean para el NH₃-LiNO₃ [[89], [90]]. Por su parte, las entalpías del refrigerante puro se obtienen del software REFPROP [91] en donde se establece el mismo punto de referencia que se utiliza en la solución: "h = 200 kJ/kg, s = 1 kJ/kgK, para líquido saturado a 0 °C (International Institute of Refrigeration)".

Coeficientes de operación externo (COP_e)

$$COP_{e} = \frac{salida \ deseada}{entrada \ requerida} = \frac{\dot{Q}_{E,e}}{\dot{Q}_{G,e} + \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{B3}}, \tag{2.11}$$

 $\dot{\mathbf{Q}}_{E,e}$ y $\dot{\mathbf{Q}}_{G,e}$ son las potencias de evaporación y generación respectivamente de las corrientes externas de agua que se suministran en los sistemas auxiliares en el SRSA los cuales se definen como:

$$\dot{\mathbf{Q}}_{\mathbf{E},\mathbf{e}} = \dot{\mathbf{m}}_{15} \mathbf{C} \mathbf{p} (\mathbf{T}_{15} - \mathbf{T}_{16}) = \mathbf{k} \mathbf{W},$$
 (2.12)

$$\dot{Q}_{G,e} = \dot{m}_{11}Cp(T_{11} - T_{12}) = kW,$$
 (2.13)

Donde m es el flujo másico expresado en kg/s, Cp es el calor específico del agua expresado en kJ/kg°C y T es la temperatura expresada en °C. \dot{W}_{B1} , \dot{W}_{B2} y \dot{W}_{B3} son las potencias de bombeo que consumen las bombas del agua de calentamiento, enfriamiento y agua helada, las cuales tienen potencias nominales de 0.25 kW, 0.56 kW y 0.18 kW respectivamente.

2.4.1. Principio de operación del sistema de absorción

El principio de funcionamiento del ciclo de absorción es similar a la del ciclo de compresión de vapor con dos diferencias principales. La primera diferencia es que el ciclo de absorción es un ciclo térmico impulsado principalmente por calor, en el que sólo la energía térmica se intercambia con el entorno y solo se emplea una pequeña cantidad de energía mecánica que puede ser despreciable comparada con los sistemas de compresión [92].

La segunda diferencia con respecto al ciclo de compresión de vapor es en los fluidos de trabajo. En el ciclo de compresión mecánica se utilizan fluidos refrigerantes, tales como clorofluorocarbonos (CFCs), hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) e hidrofluorocarbonos (HFCs) [93], mientras que en los sistemas de absorción se utilizan soluciones binarias o multi-componente formadas por un refrigerante y un medio de sorción o líquido absorbente.

El ciclo de compresión mecánica utiliza un compresor que tiene la función principal de comprimir el vapor refrigerante producido en el evaporador y pasarlo a la zona de alta presión. Este tipo de compresores son accionados generalmente por electricidad, en la figura 2.6 (a) se puede mostrar un ciclo termodinámico de este tipo. Al igual que el ciclo de compresión de vapor, el ciclo de absorción opera bajo dos niveles de presión. El nivel de alta presión (lado de la separación de refrigerante) corresponde con el condensador-generador, mientras que el nivel de baja presión del proceso de absorción corresponde al evaporador-absorbedor. En los ciclos de absorción, el compresor de vapor es remplazado por un *"compresor térmico"* formado por: un generador (G), un absorbedor (A), un intercambiador de calor de solución (HEx Solución), una bomba de solución (P) y una válvula de estrangulación (EV₁), tal como se muestra en la figura 2.6 (b).

Para comprender el funcionamiento del compresor térmico y del ciclo de absorción como tal, en la figura 2.7 se muestra un diagrama presión-temperatura, el cual se explica a continuación:

El vapor refrigerante que se produce en el evaporador (10) a una presión y temperatura bajas (P_L y T_E, respectivamente) se envía al absorbedor donde se mezcla y absorbe con una solución con baja concentración en refrigerante (6). Para favorecer el proceso de absorción de refrigerante se necesita remover calor \dot{Q}_A a la temperatura ambiente o T_A. Después que se lleva a cabo el proceso de absorción se obtiene una solución concentrada en refrigerante (1), la cual se bombea hasta la zona del generador que se encuentra a una presión alta P_H (3). En el generador se suministra una carga térmica \dot{Q}_{G} a alta temperatura T_{G} , por lo tanto, la solución concentrada hierve y una parte del refrigerante que va en la solución se desprende como vapor pasando hacia el condensador (7). La solución restante sale del generador con menor concentración en refrigerante y alta temperatura (4) y retorna nuevamente hacia el absorbedor (6). Para aumentar la eficiencia del ciclo, es habitual utilizar un recuperador de calor ó intercambiador de solución (HE_x Solución). Por lo tanto, se aprovecha la alta temperatura de la solución que sale del generador (4) para precalentar a la solución concentrada en refrigerante que se bombea (2). Por una parte, la solución con alta concentración en refrigerante se precalienta previo a su llegada al generador y por ende se requiere menor energía térmica para producir refrigerante, y por otra parte la solución con baja concentración en refrigerante se enfría por la cesión de calor, por lo que se favorece el proceso de absorción al disminuir la temperatura de la



Figura 2.6: (a) Ciclo básico de compresión mecánica, (b) Ciclo básico de absorción [87].

solución. En cuanto al refrigerante, en el condensador se licua el vapor producido en el generador, para ello se disipa calor \dot{Q}_C a la temperatura ambiente o T_C . Posteriormente, el refrigerante condensado que se encuentra a alta presión P_H se expande (EV₂). En el proceso de expansión es donde se baja abruptamente la presión y temperatura (P_L y T_E , respectivamente) del refrigerante. Finalmente, el refrigerante con baja presión y temperatura se evapora por medio del suministro de una carga térmica \dot{Q}_E del espacio que será enfriado. El vapor que se produce se envía nuevamente al absorbedor para reiniciar con el ciclo termodinámico.

Mientras que la energía de entrada en el ciclo de compresión es suministrada por el trabajo mecánico del compresor debido al suministro de electricidad, la energía de entrada en el ciclo de absorción es en forma de calor que se suministra en el generador. La energía eléctrica necesaria para la bomba de la solución en



Figura 2.7: Diagrama Presión-temperatura de un ciclo termodinámico de Absorción

el ciclo de absorción no es comparable con la energía eléctrica que se requiere en el compresor mecánico. Por lo tanto, el consumo eléctrico de un sistema de absorción es relativamente bajo comparado con un sistema de compresión mecánica.

2.4.2. Clasificación de los sistemas de absorción

Los sistemas de absorción presentan diversos criterios en los que se pueden clasificar. Aunque no existe una clasificación unificada, algunos fabricantes utilizan conceptos como: función principal, fuente de calor, número de efectos y etapas, método de condensación, aplicaciones y capacidades. A continuación se presentan los principales criterios de clasificación de los sistemas de absorción [[94], [95]]:

(a) Función principal:

La función principal se refiere a la aplicación final en la que se empleará la máquina térmica de absorción según los requerimientos que se tengan:

- Máquina de absorción (para producir agua refrigerada).
- Máquina de absorción-calentador (para producir agua fría y caliente).
- Bomba de calor de absorción (para producir agua caliente o vapor para accionar bombas de calor).
- Transformador de calor de absorción (para producir calor a alta temperatura suministrando un nivel de temperatura media).

(b) Fuente de calor empleada para el funcionamiento de la máquina:

La fuente de calor empleada se refiere al sistema auxiliar de calentamiento que se tiene para producir refrigerante en el generador.

- Tipo directo o "llama directa": la potencia calorífica proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles (líquidas o gaseosas).
- Tipo indirecto: la potencia calorífica proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador de calor.
- Tipo eléctrico: el calentamiento lo provee una resistencia eléctrica.

(c) Número de efectos ó etapas [96]:

El número de efectos se refiere al número de generadores que tiene el sistema de absorción, mientras que el número de etapas se refiere al número de pares absorbedor-evaporador. El añadir más componentes al sistema de refrigeración sirve para mejorar tanto las capacidades de producción de frío como las condiciones de operación.

- Simple efecto: con un generador.
- Doble efecto: con dos generadores.
- Triple efecto: con tres generadores.
- Simple etapa: un par evaporador-absorbedor.
- Doble etapa: dos pares evaporador-absorbedor.
- Triple etapa: tres pares evaporador-absorbedor.

(d) Sistema de condensación:

El sistema de condensación se refiere al sistema auxiliar de enfriamiento que se empleará en el sistema de absorción para desechar calor del condensador y absorbedor hacia el ambiente.

- Condensada por agua: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua, llevan asociadas una torre de refrigeración.
- Condensada por aire: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.

(e) Modo de operación:

El modo de operación de un sistema térmico de absorción define si el sistema tiene una producción continua o intermitente de frío. En la producción continua de frío se llevan a cabo las operaciones de generación-absorción de refrigerante al mismo tiempo. Se requieren sistemas auxiliares para el funcionamiento del sistema y por ende se tiene un consumo ligero de energía eléctrica. Por su parte, en la producción intermitente o discontinua de frío, el sistema de absorción es totalmente autónomo sin ningún consumo de energía eléctrica. Sin embargo, solo se puede realizar una acción a la vez, se produce refrigerante o se absorbe refrigerante.

- Modo continuo.
- Modo semi-continuo.
- Modo discontinuo (batch).

(f) Aplicaciones:

Por aplicación se refiere al trabajo final en el que se empleará la máquina térmica de absorción, está muy ligado con la elección de los fluidos de trabajo y con la función principal.

- Aire acondicionado (7-18 °C).
- Refrigeración de alimentos y almacenamiento farmacéutico (0-7 °C).
- Congelación, producción de hielo (<0°C).

(g) Capacidad de producción de frío:

Finalmente, la capacidad de producción de frío se define como el tamaño de los sistemas térmicos de absorción. Para necesidades o requerimientos de gran escala se necesitan sistemas de absorción complejos y más robustos con grandes áreas de transferencia de calor.

- Enfriadores de absorción de gran escala (arriba 300 kW).
- Enfriadores de absorción de media escala (entre 50 y 300 kW).
- Enfriadores de absorción de pequeña escala (hasta 50 kW).

2.4.3. Refrigerantes

De manera general, un refrigerante es cualquier cuerpo o substancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o substancia. Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración. Cualquier substancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas en que se hagan estos cambios, va a tener una aplicación útil. Existe una gran diversidad de fluidos refrigerantes; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron en el pasado pero se han ido eliminando al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente se decidió descontinuar algunos refrigerantes, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan en la capa de ozono. Los grandes fabricantes de refrigerantes, siguen trabajando en el desarrollo de nuevos productos.

Los refrigerantes se identifican por números después de la letra R, que significa "refrigerante". El sistema de identificación ha sido estandarizado por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers). En la tabla 2.1, aparecen los refrigerantes más comunes.

2.4.4. Mezclas de trabajo refrigerante-absorbente

El desempeño y costo de operación de un sistema de absorción está determinado en gran medida por las propiedades químicas, físicas y termodinámicas de los fluidos de trabajo [98]. Como se mencionó anteriormente, los sistemas de absorción emplean como fluido de trabajo una solución, generalmente de dos o tres componentes, que se conforma de un refrigerante y un absorbente que se encuentran interaccionando en el interior.

El refrigerante es una sustancia que tiene la capacidad de absorber calor, mientras que el absorbente es una sustancia que se caracteriza por poseer una gran afinidad con el refrigerante, lo que permite que el vapor de refrigerante sea absorbido por la solución dentro del absorbedor. Para seleccionar adecuadamente los fluidos de trabajo de un sistema de absorción, existen ciertos criterios que deben satisfacer la combinación absorbente-refrigerante, los cuales se muestran a continuación [[88], [95]]:

- Absorbente y refrigerante deben de ser solubles en el rango deseado de condiciones de operación.
- A una presión dada, la diferencia en el punto de ebullición entre el refrigerante y absorbente debe ser grande.
- El calor generado al mezclar el refrigerante con el absorbente debe ser pequeño.
- No debe existir cristalización o solidificación dentro del sistema de absorción.
- Se prefiere que el calor latente del refrigerante sea alto con el fin de minimizar la velocidad de circulación del refrigerante y absorbente.
| No. | Nombre químico | Fórmula química | | | |
|--------------|--|----------------------------------|--|--|--|
| Serie Metano | | | | | |
| 10 | Tetraclorometano (tetracloruro de carbono) | CCl_4 | | | |
| 11 | Tricloromonofluorometano | $\mathrm{CCl}_3\mathrm{F}$ | | | |
| 12 | Diclorodifluorometano | $\mathbf{CCl}_2\mathbf{F}_2$ | | | |
| 13 | Clorotrifluorometano | CClF_3 | | | |
| 20 | Triclorometano (cloroformo) | CHCl_3 | | | |
| 21 | Diclorofluorometano | $\mathrm{CHCl}_2\mathrm{F}$ | | | |
| 22 | Clorodifluorometano | CHClF_2 | | | |
| 23 | Trifluorometano | CHF_3 | | | |
| 30 | Diclorometano (cloruro de metileno) | $ m CH_2 m Cl_2$ | | | |
| 40 | Clorometano (cloruro de metilo) | CH_3Cl | | | |
| 50 | Metano | CH_4 | | | |
| Serie | Etanol | | | | |
| 110 | Hexacloroetano | CCl_3CCl_3 | | | |
| 113 | 1,1,2-triclorotrifluoroetano | $\mathrm{CCl}_2\mathrm{FCClF}_2$ | | | |
| 115 | Cloropentafluoroetano | $\mathrm{CClF}_2\mathrm{CF}_3$ | | | |
| 123 | 2,2-Dicloro-1,1,1-Trifluoroetano | $CHCl_2CF_3$ | | | |
| 134a | 1,1,1,2-Tetrafluoroetano | $\mathrm{CH}_2\mathrm{FCF}_3$ | | | |
| 141b | 1,1-Dicloro-1-fluoroetano | CH_3CCl_2F | | | |
| 150a | 1,1-Dicloroetano | CH_3CHCl_2 | | | |
| 152a | 1,1-Difluoroetano | $\mathrm{CH}_3\mathrm{CHF}_2$ | | | |
| 160 | Cloroetano (cloruro de etilo) | CH_3CH_2Cl | | | |
| 170 | Etano | CH_3CH_3 | | | |
| Hidro | carburos | | | | |
| 290 | Propano | $CH_3CH_2CH_3$ | | | |
| 600 | Butano | $CH_3CH_2CH_2CH_3$ | | | |
| 600a | 2-Metilpropano (isobutano) | $CH(CH_3)_3$ | | | |
| Comp | ouestos Inorgánicos | | | | |
| 702 | Hidrógeno | H_2 | | | |
| 704 | Helio | He | | | |
| 717 | Amoniaco | NH_3 | | | |
| 718 | Agua | H_2O | | | |
| 720 | Neón | Ne | | | |
| 728 | Nitrógeno | N_2 | | | |
| 732 | Oxígeno | O_2 | | | |
| 744 | Bióxido de Carbono | CO_2 | | | |
| 764 | Bioxido de Azufre | SO_2 | | | |
| Mezc | as Zeotrópicas** | | | | |
| 400 | R-12/114 (60/40) | | | | |
| 401A | R-22/152a/124 (53/13/34) | | | | |
| 401B | R-22/152a/124 (61/11/28) | | | | |
| 402A | R-22/125/290 (38/60/2) | | | | |
| 402B | R-22/125/290(60/38/2) | | | | |
| 404A | R-125/143a/134a(44/52/4) | | | | |
| 407A | R-32/125/134a (20/40/40) | | | | |
| 407B | R-32/125/134A (10/70/20) | | | | |
| 407C | R-32/125/134a (23/25/52) | | | | |
| 408A | K-120/140a/22(7/4b/47)
D 99/194/149b (c0/05/15) | | | | |
| 409A | R-22/124/1420 (60/25/15) | | | | |
| 410A | K-32/123 (50/50) | | | | |
| INIEZCI | $\mathbf{as Azcotropicas}^{\text{T}}$ | | | | |
| 500 | K-12/102a (73.8/20.2) | | | | |
| 502
502 | K22/110 (48.8/01.2)
D 992/12 (40.1/50.0) | | | | |
| 503 | R-223/13 (40.1/39.9)
D 195/1426 (50/50) | | | | |
| **Los | números entre paréntesis indican el porcentaie d | e cada componente en la mezola | | | |

Cuadro 2.1: Designación de números a los principales refrigerantes [97].

- La presión de trabajo del refrigerante debe ser moderado, mientras que para la presión de trabajo del absorbente es recomendable que sea baja.
- El refrigerante debe tener baja temperatura de congelación y debe ser mucho más volátil que el absorbente con el fin de separarlos fácilmente.
- Se requiere alta estabilidad química para evitar la formación no deseada de los gases, sólidos o sustancias corrosivas.
- Las propiedades físicas tales como: viscosidad, tensión superficial, densidad, conductividad térmica, capacidad de calor específico y coeficiente de difusión deberían ser favorables para la selección adecuada de la mezcla de trabajo. Por lo tanto, con una viscosidad baja se tiene la capacidad de aumentar la transferencia de calor y masa y reduce la potencia de bombeo. La conductividad térmica de la solución debe ser alta.
- La baja toxicidad del par de trabajo es otro parámetro importante con el fin de evitar el impacto negativo en el medio ambiente.

En la literatura existen algunos estudios exhaustivos sobre el estudio de fluidos de absorción, de los cuales destaca el trabajo de Macriss [99] en donde se dan a conocer 40 refrigerantes y 200 compuestos de absorción disponibles. Otro trabajo importante es el que presentó la IEA Heat Pump Centre [100], la cual consta de una actualización del informe previo con algunas mezclas adicionales. En la tabla 2.2 se muestran algunas posibles mezclas de trabajo para sistemas de absorción.

Refrigerantes	$\mathbf{H}_2\mathbf{O}$	\mathbf{NH}_3	TFE (orgánico)	SO ₂
	Sales			
	LiBr			
	$LiClO_3$			
	(LiBr+sal simple,			
	LiBr+sistema de sales	H_2O		
	binarias, LiBr+sistema	$LiNO_3$	NMP	
Absorbentes	de sales ternarias)	$LiNO_3+H_2O$	E181	Solventes
	\mathbf{CaCl}_2	Alcalinos	DMF	Orgánicos
	$ZnCl_2$	Tiocianatos	Pirrolidona	0
	ZnBr			
	Hidróxidos alcalinos			
	H_2SO_4			
	H_3PO_4			

Cuadro 2.2: Resumen de mezclas de trabajo para sistemas de absorción [95].

Dentro de las combinaciones absorbente-refrigerante más conocidas y que mayor desarrollo han tenido se encuentran [86]:

- Amoniaco-Agua (NH₃-H₂O): donde el H₂O es el absorbente y el NH₃ el refrigerante. Tiene gran variedad de aplicaciones desde refrigeradores comerciales hasta sistemas de aire acondicionado. La gran ventaja del NH₃ es su calor latente de vaporización alto y valores de entalpía por unidad de volumen grandes, lo que permite hacer equipos compactos [92]. A pesar de que el NH₃ es tóxico, inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus propiedades térmicas lo hacen insustituible. Otra desventaja del amoniaco es la incompatibilidad con algunos materiales como el cobre o latón, por tal razón, el acero se usa normalmente como material de construcción para equipos de amoniaco-agua. Finalmente, los sistemas de amoniaco-agua requieren de un rectificador para obtener vapor con alta pureza de refrigerante. El rectificador enfría el vapor producido por el generador, de tal manera que demanda un mayor suministro de calor teniendo como consecuencia un COP menor.
- Agua-Bromuro de litio (H₂O-LiBr): donde el LiBr es el absorbente y el H₂O el refrigerante. Tiene la tecnología más avanzada. El H₂O tiene el calor latente de vaporización más alto de todos los líquidos y una temperatura crítica alta, pero tiene la desventaja de tener una presión de vapor relativamente baja, además de que no es posible operar a temperaturas inferiores a los 0 °C. Por su lado, el LiBr es corrosivo para el acero inoxidable por lo que se deben de agregar inhibidores de corrosión. Los sistemas que operan con esta mezcla regularmente operan a presiones de vacío, por lo que resulta una gran desventaja debido a que son sistemas más costosos al tener que estar constantemente sacando presión y conservar el vacío [101].
- Sales inorgánicas-Agua: se han propuesto una serie de absorbentes sustitutos del LiBr debido a su alta corrosividad, poca disponibilidad y alto costo. Algunas sales consideradas son el cloruro de calcio (CaCl₂), cloruro de litio (LiCl) y Nitrato de litio (LiNO₃). Las sales son excelentes debido a que esencialmente no tienen presión de vapor, sin embargo solo son miscibles con agua sobre un rango limitado de concentraciones.
- Agua-Alcohol: tiene la ventaja sobre el LiBr-H₂O que puede operar por debajo de los 0°C. Sin embargo, el metanol (CH₃OH) es tóxico, inflamable y corrosivo, además presenta problemas de corrosión a altas temperaturas.
- Sales-Amoniaco, Sales-Aminas: Algunas sales que se utilizan con el NH₃ son el tiocianato de sodio (NaSCN), tiocianato de litio (LiSCN), nitrato de litio (LiNO₃) y cloruro de calcio (CaCl₂). Las aminas se han investigado como

sustitutas del NH3, las aminas consideradas son la metilamina (CH_3 - NH_2), etilamina (CH_3 - CH_2 - NH_2) y dimetilamina (CH_3 -NH- CH_3).

A pesar de que las mezclas de trabajo NH_3 - H_2O y H_2O -LiBr son consideradas las más comunes y de mayor uso comercial, también presentan algunas desventajas. El H_2O -LiBr tiene el riesgo de formación de sólido (ya que el agua se congela a 0 °C) por lo que no puede operar a bajas temperaturas de refrigeración, tiene baja presión de trabajo y alta viscosidad, además el LiBr es muy corrosivo, de baja disponibilidad y muy costoso. Por su parte, el mayor problema con la mezcla NH_3 - H_2O es el bajo radio de volatilidad entre el refrigerante y el absorbente. Esto quiere decir que parte del absorbente será evaporado junto con el refrigerante (a pesar de usar un sistema de rectificación) lo cual no es deseable por dos grandes razones. La primer razón es que la generación es menos eficiente, ya que no todo el calor se aprovecha para evaporar amoniaco (una parte se pierde en evaporar agua), y la segunda razón es que siempre se pasa una fracción de agua que llega y se acumula en el evaporador, por lo que sube la presión de evaporación de tal manera que disminuye el efecto de refrigeración. Es por ello que estos sistemas tienen que estar en constante purga.

2.4.5. Amoniaco-Nitrato de litio (NH₃-LiNO₃)

Para tratar de contrarrestar las desventajas anteriormente descritas por las mezclas de trabajo NH_3 - H_2O y H_2O -LiBr se han propuesto algunas mezclas de sales inorgánicas con agua ó amoniaco. Generalmente se usan sales metálicas (halogenuros de metales alcalinos y alcalino-térreos), que en estado anhidro pueden absorber grandes cantidades de gases. Algunas mezclas sólido-gas bajo ciertas condiciones de presión y temperatura se mantienen líquidas en un intervalo de concentración, como en el caso del NH_3 -LiNO₃ [102], donde el LiNO₃ es el absorbente y el NH_3 es el refrigerante.

Las principales ventajas que presenta la mezcla del NH_3 -LiNO₃ respecto a la del H_2O -LiBr son que el LiNO₃ es menos corrosivo que el LiBr y como el refrigerante es NH_3 se puede alcanzar temperaturas de enfriamiento por debajo a los 0 °C, no hay riesgo de cristalización en las condiciones de operación de interés, y no se requiere de ninguna torre de refrigeración. Por su parte, las principales ventajas de la mezcla NH_3 -LiNO₃ respecto a la de NH_3 -H₂O es que tiene menos componentes debido a que no se necesita de un sistema de rectificación (debido a que no hay necesidad de realizar una purificación del vapor porque en los ciclos de amoniaco-sal el amoníaco puro se evapora) y tampoco se requiere estar purgando el evaporador debido a que la sal no se evapora en esas condiciones de operación. Además, el sistema que opera con la mezcla NH_3 -LiNO₃ puede operar a bajas temperaturas de generación [[102]-[104]], lo cual, representa un factor importante por lo que se puede emplear energía solar, de geotermia o energía de desecho. Sin embargo, a pesar de que la mezcla NH_3 -LiNO₃se reporta como prometedora para los sistemas que operan con energía solar, también cuenta con algunas desventajas, como por ejemplo, tiene un límite en el rango de solubilidad por lo que presenta cristalización en ciertas concentraciones, la mezcla presenta una viscosidad relativamente alta y conductividad térmica baja comparada con el amoniaco-agua, por lo que disminuyen sus propiedades térmicas [[104], [105]].

Según la NFPA 704 [106], se clasifica el LiNO₃ como: Salud: 1, Inflamabilidad: 0, Reactividad: 0 y clave de información especial: oxi. Estas clasificaciones significan que el LiNO₃ es un material poco tóxico y se requiere protección mínima (por ejemplo, gafas de seguridad y guantes, además de ropa de trabajo normal para trabajar con seguridad). El LiNO₃ es un material incombustible y estable, aunque es un oxidante fuerte. Por su parte, el NH₃ presenta valores de: Salud: 3, Inflamabilidad: 1, Reactividad: 0 y clave de información especial: ninguna. Lo que significa que el NH₃ es una sustancia que bajo corta exposición puede causar lesiones serias o permanentes, es una sustancia que debe precalentarse antes de que ocurra la ignición y es estable.

Finalmente, las propiedades físicas y termodinámicas de esta mezcla han sido presentadas por autores como Sun [69], Libotean [[89], [90]] e Infante Ferreira [107].

Capítulo 2. Fundamentos termodinámicos de la refrigeración por absorción

2.4. Fundamentos termodinámicos del ciclo de refrigeración por absorción

Capítulo 3

Descripción del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA). Prototipo experimental.

En este capítulo se presenta una descripción minuciosa del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA): los componentes que lo conforman, sus interconexiones con los sistemas auxiliares, así como los equipos que se utilizaron para la instrumentación y obtención de datos.

3.1. Descripción general del SRSA

El sistema de refrigeración se encuentra instalado en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la UNAM, en Temixco, Morelos. Dicho sistema opera bajo el principio de absorción, utiliza como mezcla de trabajo el amoniaco-nitrato de litio (NH_3 -LiNO₃) y está diseñado para operar con energía solar o alguna otra fuente de calor y producir 3.5 kW de enfriamiento.

El SRSA se compone básicamente por cinco intercambiadores de calor: absorbedor, generador, condensador, evaporador, intercambiador de calor de solución. Además de una bomba de solución y dos válvulas de expansión. La operación del sistema de absorción se lleva a cabo de manera continua, es decir, se llevan a cabo las operaciones de generación y absorción de refrigerante al mismo tiempo. En la figura 3.1 se muestra un diagrama apegado al equipo experimental real, en donde se muestran sus principales componentes.

El principio de funcionamiento del SRSA se describe a partir de la figura 3.2 como sigue: el SRSA opera con fluidos primarios o internos y fluidos secundarios o externos. Los fluidos internos se componen por la solución de amoniaco-nitrato



Figura 3.1: Componentes del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA).

de litio (NH_3-LiNO_3) y el refrigerante amoniaco (NH_3) . Mientras que los fluidos externos se componen por las diferentes corrientes de agua que se suministran en los diferentes componentes para que se lleve a cabo la operación del sistema de enfriamiento.

En los fluidos internos se tienen dos circuitos, el de solución (1-7) y el de refrigerante (8-11). La operación del ciclo comienza cuando la solución, que tiene una alta concentración (X) en refrigerante, sale del absorbedor (1) y posteriormente se bombea y se divide en dos corrientes diferentes (2 y 3); la corriente 2 pasa previamente por el intercambiador de calor de la solución donde se precalienta, sale (4) y se manda hacia el generador. Por su parte, en la corriente 3 se hace una



Figura 3.2: Diagrama esquemático del SRSA. Interconexiones entre componentes y sistemas auxiliares.

recirculación hacia el absorbedor mediante un bypass. Con el bypass se controla cuanto flujo de solución se debe mandar al generador, y por ende, se controla la producción de refrigerante.

En el generador se suministra una fuente térmica mediante agua de calentamiento (corriente secundaria o externa), la cual entra (A3) y sale (A4) del generador, cede parte de su calor sensible y logra separar una parte del refrigerante que lleva la solución. El agua puede ser calentada mediante un campo de colectores solares (A2), mediante un sistema auxiliar de calentamiento (A1), o ambos. Por su parte, la solución con alta concentración en refrigerante, entra al generador (4), hierve con el calor cedido por el agua y produce vapor refrigerante (8). La solución que se almacena en el fondo del generador y que tiene una baja concentración en refrigerante, sale del componente (5) y después pasa por el intercambiador de la solución, donde cede una parte del calor ganado por el generador a la corriente 2. La solución que sale fría del intercambiador de solución (6), posteriormente se estrangula, se junta con la corriente 3 del bypass y se envía al absorbedor (7), dando fin al circuito de la solución.

El intercambiador de la solución es un componente que sirve para mejorar los COP's del sistema del absorción, por una parte se precalienta la solución que se bombea al generador consumiendo una menor cantidad de energía para producir refrigerante, y por otra parte la solución que se regresa al absorbedor llega con una menor temperatura, por lo que se favorece el proceso de absorción y ayuda a que las presiones no sean elevadas.

Con respecto al ciclo del refrigerante, el vapor que se produce en el generador (8) llega al condensador donde intercambia calor con agua de enfriamiento (corriente secundaria). El agua de enfriamiento entra (A5) y sale (A6) del condensador provocando que el amoniaco ceda calor latente, y por ende, cambie su estado vapor a líquido. El refrigerante condensado se expande previamente a su llegada al evaporador (10). En este punto el refrigerante baja súbitamente su presión y temperatura (el refrigerante alcanza temperaturas inclusive bajo 0 °C). En estas condiciones el refrigerante entra en el evaporador e intercambia calor con una corriente de agua (A8). Debido a que el refrigerante tiene una menor temperatura, el calor que cede la corriente de agua hace que el refrigerante nuevamente cambie su fase a vapor, teniendo como consecuencia que el agua de salida (A9) se encuentre a una menor temperatura por lo que se "enfría". En el evaporador es en donde se lleva a cabo el efecto refrigerante ya que es aquí donde se produce agua fría o hielo (dependiendo del tipo de evaporador).

Finalmente, el refrigerante evaporado se manda hacia el absorbedor (11). En el absorbedor se hace circular agua de enfriamiento (de igual forma que en el condensador) para disipar el calor producido por el proceso de absorción. El agua de enfriamiento entra (A5) y sale (A7) del absorbedor de tal manera que disipa el calor producido por la absorción de la solución (7) con el refrigerante proveniente del evaporador (11). De esta manera se vuelve a producir solución con alta concentración en refrigerante y se vuelve a reiniciar todo el ciclo.

3.2. Componentes del SRSA

A continuación se describen los componentes que integran al SRSA. Esto tiene como finalidad conocer el respectivo funcionamiento y partes que conforman cada equipo por separado.

3.2.1. Absorbedor

El absorbedor es un intercambiador de calor y masa en el que se desarrolla la función principal de un sistema de absorción. El absorbedor que se utilizó en el equipo de refrigeración es de tipo carcasa y serpentín helicoidal de película descendente, la carcasa mide 20.3 cm de diámetro y 70 cm de alto construida de acero al carbón 106-B, el serpentín se conforma de 21 vueltas [108] y está construido de acero al carbón A-179. En el equipo circulan la corriente de solución con baja concentración en refrigerante, la corriente de vapor refrigerante y la corriente de agua de enfriamiento. En la figura 3.3(a) se muestra el diseño del absorbedor y en la 3.3(b) la fotografía del equipo montado en el SRSA.

La solución con baja concentración en refrigerante entra por la parte superior del absorbedor, pasa a un distribuidor y forma una película descendente que baña por la parte externa al serpentín. Mientras tanto, el vapor refrigerante entra al absorbedor por la parte inferior-lateral, asciende y se va absorbiendo en la película de la solución que va descendiendo. De esta manera se obtiene como resultado una solución con alta concentración en refrigerante, la cual, se deposita en el fondo del absorbedor. El calor generado por la absorción se disipa con ayuda de la corriente de agua de enfriamiento que circula por la parte interior del serpentín. El absorbedor se diseñó bajo determinadas condiciones de operación, las cuales se muestran en la tabla 3.1.

	Tubos	Coraza	Distribuidor
Fluido	Agua	NH ₃ -LiNO ₃	NH ₃ -LiNO ₃
Presión	3.5 kg/cm^2	8 kg/cm ²	8 kg/cm ²
Temperatura	25 °C	40 °C	40 °C

Cuadro 3.1: Condiciones de diseño del absorbedor.

3.2.2. Generador

El generador también es un intercambiador de calor y masa, su función principal es contraria a la del absorbedor, es decir, desprende refrigerante de la



Figura 3.3: (a) Diseño esquemático del absorbedor. (b) Absorbedor tipo carcasa con serpentín helicoidal montado en el SRSA.

solución. De igual manera que el absorbedor, el generador también es de tipo vertical con serpentín helicoidal, tiene una carcasa de 25.4 cm de diámetro y una altura de 65 cm, el serpentín se conforma de 18 vueltas [108]. Este componente también está construido de acero al carbón 106-B para la coraza y acero al carbón A-179 para el serpentín. En el generador circula la corriente de solución con alta concentración en refrigerante, la corriente de vapor refrigerante y la corriente de agua de calentamiento. En la figura 3.4(a) se muestra un diseño del generador y en la 3.4(b) la fotografía del equipo real.

La solución con alta concentración en refrigerante que proviene del absorbedor, entra por la parte superior del generador, pasa por un distribuidor y forma una película descendente por la parte externa del serpentín. Por la parte interna del serpentín pasa una corriente de agua caliente, la cual intercambia calor en contracorriente con la película descendente de solución. De esta manera, cuando la solución entra en contacto con el serpentín caliente, ésta comienza a hervir y parte del amoniaco que se encuentra en la solución se desprende, generando vapor refrigerante. Debido a que una parte de refrigerante se generó



Figura 3.4: (a) Diseño esquemático del generador. (b) Generador tipo carcasa con serpentín helicoidal montado en el SRSA.

durante el proceso, se obtiene como salida una solución con baja concentración en refrigerante, la cual se deposita en el fondo del generador y posteriormente se regresará al absorbedor para reiniciar el ciclo de absorción-generación de refrigerante. El refrigerante que se produce se envía al condensador. El generador, al igual que el absorbedor, se diseñó bajo determinadas condiciones de operación, las cuales se describen en la tabla 3.2.

	Tubos	Coraza	Distribuidor
Fluido	Agua	NH ₃ -LiNO ₃	NH ₃ -LiNO ₃
Presión	3.5 kg/cm^2	$10-12 \text{ kg/cm}^2$	$10-12 \text{ kg/cm}^2$
Temperatura	25 °C	150 °C	150 °C

Cuadro 3.2: Condiciones de operación del generador.

3.2.3. Intercambiadores de calor de placas

El intercambiador de calor de placas consiste de varias placas compactas que tienen la capacidad de separar dos fluidos. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los bafles dirigen el flujo del líquido entre las placas, tal como se muestra en la figura 3.5. Cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placas es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcaza y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área de transferencia que la de los tubos. Por tal motivo, el intercambiador de calor de placas, debido a la alta eficacia en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcaza y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor [109].



Figura 3.5: Diagrama esquemático de la distribución de los fluidos en un intercambiador de calor de placas [109].

Dadas las condiciones de operación del SRSA y las ventajas que conlleva la utilización de intercambiadores de calor de placas como su tamaño relativamente pequeño y alta eficiencia de transferencia de calor, se optó por la tecnología de placas para el condensador, evaporador e intercambiador de solución. Los equipos que se seleccionaron para el SRSA son intercambiadores marca Alfa Laval tipo AlfaNova 27-20H, de acero inoxidable 316 (libre de cobre o plata) para uso con amoniaco, 21 placas, el corrugado es de tipo chevron a 30°, soldados para mayor hermeticidad y cuenta con acometidas de 1" de diámetro y dimensiones

Capítulo 3. Descripción del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA)

de $28 \times 12.5 \times 5.79$ cm. Las capacidades del condensador, evaporador e intercambiador de solución son de 3.1, 3.1 y 2 kW, respectivamente [110].

Todos los intercambiadores de calor de placas del SRSA, condensador, evaporador e intercambiador de solución, se conectaron a contracorriente con sus respectivas corrientes secundarias, tal como se muestra en las figuras 3.6, 3.7 y 3.8, respectivamente.



Figura 3.6: Condensador con tecnología de placas.



Figura 3.7: Evaporador con tecnología de placas.



Figura 3.8: Intercambiador de calor de solución con tecnología de placas.

3.2.4. Bomba de solución

La bomba es un dispositivo que trasforma la energía mecánica en energía cinética, es decir, realiza un trabajo para mantener un líquido en movimiento. De esta manera se incrementa la presión del fluido. En el sistema de refrigeración se utiliza una bomba, la cual se encuentra a la salida del absorbedor y se encarga de enviar solución diluida al generador. En la figura 3.9, se muestra la bomba que se utilizó en el sistema de refrigeración.



Figura 3.9: Bomba de solución.

La bomba volumétrica rotativa de paletas es de la marca Fluid-o-Tech modelo PO 70-400, el cuerpo y el rotor están hechos en acero inoxidable AISI 303, y la cámara de bombeo y las paletas en grafito. Los conductos de aspiración y de salida envío son 3/8" NPT/GAS. Temperatura máxima 70 °C y presión máxima estática 20 bar.

3.2.5. Válvulas de expansión

Las válvulas de expansión son un dispositivo que sirve para restringir el flujo, lo cual causa una caída de presión importante en el fluido. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una gran disminución de temperatura. En el sistema de refrigeración se manejan dos niveles de presión (alta y baja), ambos niveles de presión quedan separados por un dispositivo de expansión. En total se requieren dos válvulas, la primera se encuentra en la línea que va del evaporador al condensador, la segunda en la línea que va del generador al absorbedor. La válvula de expansión que se instaló entre evaporador y condensador es de la marca Swagelok fabricada en acero inoxidable 316, unidireccional, con conexión macho 1/4"NTP, tal como la que se muestra en la figura 3.10(a). La segunda está ubicada entre el absorbedor y generador, es de la marca Vayremex fabricada en acero inoxidable, unidireccional, con conexión roscada hembra-hembra de 1/4"NPT, figura 3.10(b).





Figura 3.10: Válvulas de expansión empleadas en el SRSA.

3.3. Sistemas auxiliares

Para que se pueda realizar una evaluación del SRSA es necesario usar algunos sistemas auxiliares. Los sistemas auxiliares tienen como finalidad controlar las temperaturas del agua de calentamiento y el agua de enfriamiento para visualizar el comportamiento del sistema de refrigeración en distintas condiciones de operación.

3.3.1. Descripción general del sistema auxiliar de calentamiento de agua (SACA)

El sistema auxiliar de calentamiento de agua (SACA) que requiere el sistema de refrigeración para su funcionamiento, se encuentra instalado en la azotea del Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la UNAM. El SACA se compone de un banco de colectores de tubos evacuados (18 módulos dividido en 3 secciones conectados en paralelo) con un área de captación de 30 m², un divisor de flujo en la entrada de los colectores, un concentrador de flujo en la salida de los colectores y un disipador de calor, tal como se muestra en la figura 3.11.



Figura 3.11: Componentes del SACA. (1) divisor de flujo, (2) concentrador de flujo y (3) disipador de calor [[111], [112]].

Además, el SACA cuenta con un tanque vertical de almacenamiento, un tanque de expansión, una bomba de engranes que se encarga de suministrar el agua a los colectores solares, una bomba centrífuga que suministra el flujo de agua caliente al SRSA y un calentador auxiliar que tiene como función operar cuando el sistema de calentamiento solar no satisfaga la necesidad térmica del sistema de refrigeración. Estos componentes se pueden ver en la figura 3.12.

El calentador auxiliar de calefacción consiste de una resistencia eléctrica marca Hubbell modelo V624R-XX de 24 KW y 6 gal. La resistencia se encarga de calentar el agua proveniente del tanque de almacenamiento aislado de 650 l. El agua calentada se envía al sistema de refrigeración por medio de una bomba vertical marca GRUNDFOS modelo A97951056-P11123075 de 0.33 HP, 3425



Figura 3.12: Componentes adicionales del SACA. (1) calentador auxiliar, (2) tanque de almacenamiento, (3) tanque de expansión, (4) bomba de engranes y (5) bomba centrífuga [111].

RPM y 45.41 GPM, tal como se muestra en la figura 3.13.Este tipo de dispositivo se utiliza en aplicaciones de calefacción donde se requieren temperaturas de proceso altamente controladas.



Figura 3.13: Sistema de calentamiento Chromalox. (1) Resistencia eléctrica, (2) tanque de almacenamiento, (3) bomba.

3.3.2. Descripción general del sistema auxiliar de enfriamiento de agua

El agua de enfriamiento que se necesita para el absorbedor y condensador se obtiene de un sistema de enfriamiento marca Transfer Marker de la serie MCHA, como el que se muestra en la figura 3.14.



Figura 3.14: Sistema de enfriamiento comercial Transfer Marker.

El sistema de enfriamiento comercial Transfer Marker consiste básicamente de un compresor, un enfriador de líquido, un condensador enfriado por aire y un tablero de fuerza y control que se utiliza para fijar las temperaturas deseadas de condensación y absorción.

Las unidades enfriadoras de la serie MCHA están diseñadas para satisfacer requerimientos de agua helada que van desde 1 T.R. a 10 T.R. y se utilizan principalmente para la industria alimentaria, aire acondicionado, industria del plástico, equipos de laboratorio, etc.

3.4. Instrumentación y adquisición de datos

3.4.1. Instrumentación

Para evaluar el comportamiento del sistema de refrigeración se requirió de la medición de algunas variables termodinámicas, tales como: temperatura, presión y flujo másico de la solución, del refrigerante y de las corrientes de agua de calentamiento y enfriamiento. Las variables se midieron mediante instrumentos electrónicos de última generación con gran precisión y exactitud. A continuación se enlistan los instrumentos que se utilizaron en el sistema de refrigeración:

- 23 sensores de temperatura tipo RTD (Pt1000).
- 4 sensores de presión tipo pizoeléctrico.
- 3 sensores de flujo másico Micro Motion Elite tipo Coriolis.
- 4 sensores de flujo volumétrico tipo propela.

El sistema de refrigeración tiene 3 corrientes internas (solución con alta y baja concentración de refrigerante, y refrigerante puro) y 4 corrientes externas (agua de enfriamiento para el absorbedor y condensador, agua de calentamiento para el generador y la corriente de agua que se va a enfriar en el evaporador).

A continuación se describe la ubicación de los diferentes sensores que se encuentran montados en el SRSA. Dicha descripción se apoya en la figura 3.15.

En el generador se instalaron 3 sensores de temperatura y 1 sensor de presión en la corriente interna: se registra la temperatura de entrada y salida de la solución (T_4 y T_5) y se registra la presión y temperatura de salida de refrigerante (P_1 y T_9). Para la corriente externa se instalaron 2 sensores de temperatura y 1 de flujo másico: se registra la temperatura y flujo másico de entrada y salida del agua de calentamiento (T_{26} , T_{27} y F_1).

En el condensador y evaporador se instalaron 2 sensores de temperatura y 1 sensor de presión en la corriente interna: se registra la temperatura de entrada y salida del refrigerante y se registra la presión de salida (Condensador: T_{10} , T_{11} y P_2 . Evaporador: T_{12} , T_{13} y P_3). Para la corriente externa se instalaron 2 sensores de temperatura y 1 de flujo másico (Condensador: T_{24} , T_{25} y F_2 . Evaporador: T_{20} , T_{21} y F_4).

En el absorbedor se instalaron 3 sensores de temperatura y 1 sensor de presión en la corriente interna: se registra la temperatura de entrada de solución



Figura 3.15: Diagrama esquemático de la ubicación de los sensores en el SRSA.

con baja concentración de refrigerante y refrigerante puro (T_8 y T_{14}), y se registra la temperatura y presión de salida de solución con alta concentración de refrigerante (T_1 y P_4). Para la corriente externa se instalaron 2 sensores de temperatura y 1 de flujo másico: se registra la temperatura y flujo másico de entrada y salida del agua de enfriamiento (T_{22} , T_{23} y F_3).

En el intercambiador de calor de la solución se instalaron 4 sensores de temperatura: 2 de ellos a la entrada y salida de solución con alta concentración en refrigerante (T_2 y T_3) y 2 a la entrada y salida de solución con baja concentración en refrigerante (T_6 y T_7).

Por último, para medir el flujo másico de las corrientes internas se colocaron 4 sensores Micro Motion Elite tipo Coriolis. El primero se encuentra entre el intercambiador de calor de la solución y el absorbedor para medir el flujo de la solución concentrada en refrigerante (C_1). El segundo se halla entre el generador y el intercambiador de calor de la solución para medir el flujo de solución con baja concentración en refrigerante (C_2), el tercero se encuentra entre el condensador y evaporador para medir el flujo de refrigerante (C_3), y finalmente, el cuarto se ubica en el bypass para medir el flujo de solución que retorna al absorbedor (C_4).

3.4.2. Adquisición de datos

Para el proceso de adquisición de datos se desarrolló un programa con el software Agilent VEE Pro 9.3 en el cual se programaron todos los sensores de temperatura, presión y flujo másico que se encuentran distribuidos en el SRSA. Además, a cada instrumento de medición se le añadió su respectiva ecuación de calibración.

Una de las principales ventajas que ofrece el software Agilent VEE Pro 9.3 es que puede mostrar la medición de las variables de manera visual y en tiempo real. La información se almacena cada 10 segundos en una base de datos. Los archivos se guardan con formato .DAT y se pueden exportar a una hoja de cálculo para que se pueda procesar la información. En total se midieron y registraron 34 variables: 23 de temperatura, 4 de presión y 7 de flujo másico. Una vez que se elabora el programa, se prosigue con la conexión de cada instrumento de medición en sus respectivos canales de las tarjetas multiplexoras. En la figura 3.16 se muestra la pantalla del programa que se elaboró con el software Agilent VEE Pro 9.3.

Todos la instrumentación montada en el SRSA se conectó a un sistema de adquisición de datos marca Agilent modelo 34972A con 2 tarjetas multiplexoras (cada una con 20 canales de lectura). Los datos de las mediciones obtenidas se registran y almacenan en una computadora.

Algunas de las consideraciones que se deben tener en cuenta para las conexiones de los instrumentos son: se deben conectar los cables positivo y negativo en sus correspondientes posiciones, se debe verificar el correcto suministro de voltaje de corriente directa en los sensores. Además, se debe verificar que todos los cables se encuentren bien distribuidos en el interior de la tarjeta y evitar que las puntas tengan contacto entre ellas y que los materiales de construcción de los sensores sean compatibles con la mezcla de trabajo utilizada. Una vez que se han conectado todos los instrumentos de medición se procede a insertar las tarjetas en el adquisitor y posteriormente se prueba el programa de adquisición de datos.



3.4. Instrumentación y adquisición de datos

Figura 3.16: Programa de adquisición de datos que se desarrolló con el software Agilent VEE Pro 9.3.

Capítulo 4 Evaluación experimental del SRSA

Uno de los objetivos fundamentales del proyecto de doctorado consiste en realizar una evaluación experimental del sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA). Es por ello que en el presente capítulo se hace un análisis de los resultados más sobresalientes derivados de diferentes pruebas experimentales. El SRSA se ha evaluado en tres etapas distintas, en las cuales se ha empleado como fuente de alimentación el sistema auxiliar eléctrico de calentamiento. A continuación se presentan los principales resultados experimentales, en cada caso se muestran los rangos y condiciones de operación de las evaluaciones, así como las principales modificaciones realizadas para mejorar la estabilidad de operación de los componentes. Es importante mencionar que las variables de este capítulo se definen en función de la figura 3.15 del capítulo 3.

4.1. Primera etapa experimental

4.1.1. Modificaciones en el SRSA

Partiendo de las recomendaciones mostradas en pruebas experimentales preliminares [113], previamente a la primera etapa experimental se llevaron a cabo una serie de modificaciones técnicas en los sistemas auxiliares con la finalidad de mejorar la estabilidad térmica de los componentes. Las modificaciones del SRSA se describen a continuación:

4.1.1.1. Sistema auxiliar de enfriamiento

El sistema auxiliar de enfriamiento fue el que presentó los cambios más sobresalientes durante la primera etapa experimental. Partiendo de la necesidad de mediciones de temperatura más estables a la salida del enfriador de agua para el condensador y absorbedor (debido a la variación de ± 2.5 °C), se optó por modificar el circuito de enfriamiento de tal manera que se cubrieran dos aspectos muy importantes: reducir las variaciones de temperatura para tener pruebas experimentales con mayor estabilidad térmica y cubrir un rango de temperaturas de condensación más amplio. Es decir, tener resultados experimentales hasta 38 °C y superar las pruebas previas que alcanzaban 24 °C.

En la figura 4.1 se presenta un diagrama esquemático que muestra los equipos adicionales añadidos al sistema auxiliar de enfriamiento para amortiguar las perturbaciones térmicas. Los equipos adicionales se conforman de: un intercambiador de calor (tipo radiador) de 15 kW, un tanque de almacenamiento de 450 litros de capacidad, una resistencia eléctrica de 9 kW (dentro del tanque de almacenamiento) y una bomba de agua de 3/4 HP.



Figura 4.1: Diagrama esquemático de las corrientes que se modificaron en el sistema auxiliar de enfriamiento.

Con la nueva configuración del sistema auxiliar de enfriamiento, el agua caliente que sale del SRSA (1) se envía al intercambiador de calor tipo radiador (2). Este equipo tiene como función principal disipar hacia el ambiente una parte del calor captado durante el proceso. Una vez que el agua cede parte del calor hacia el ambiente sale del radiador (3) con una menor temperatura y se envía hacia el enfriador de agua (4). Es aquí donde el agua se enfría a la temperatura impuesta en un rango de 18 a 30 °C. Posteriormente, el agua fría que sale del enfriador se envía a un tanque de almacenamiento con aislamiento térmico (5). La finalidad del tanque es tener una mayor inercia térmica, al tener una mayor cantidad de masa de agua a una misma temperatura se evitan las variaciones de la temperatura y por ende se espera una operación más estable. Finalmente, la bomba succiona el agua del tanque de almacenamiento (6) y nuevamente la envía hacia el absorbedor y condensador del SRSA (7) para reiniciar el ciclo del agua de enfriamiento. Además, en el tanque de almacenamiento se instaló una resistencia eléctrica con control, de tal manera que se pueden realizar pruebas experimentales a temperaturas de condensación mayores a 30 °C (debido a que el enfriador no tiene la capacidad de operar a esos niveles de temperatura por lo que se protege). Para realizar este tipo de pruebas solo basta con encender la resistencia eléctrica, fijar la temperatura de operación y apagar el enfriador.

4.1.1.2. Sistema auxiliar de calentamiento

El sistema auxiliar de calentamiento no sufrió cambios importantes durante la primera etapa experimental del SRSA. La modificación más relevante consistió en reducir la ventana de operación del "set point" con la finalidad de que la resistencia eléctrica fuera más estable en la operación y no se alejara tanto de la temperatura de generación deseada. La modificación consistió en reducir el set point del ±4 al ± 2%, con dicha modificación se logró obtener una variación en la temperatura del agua de calentamiento de ±1 °C respecto a la temperatura fijada en el panel.

4.1.1.3. Bomba de la solución

La bomba de solución es uno de los componentes vitales en el funcionamiento en el equipo de refrigeración. Sin embargo, este componente ha sido uno de los puntos débiles y que ha presentado muchas fallas a lo largo de las pruebas experimentales. Esto se debe a que no se ha encontrado una bomba que cumpla al 100% las especificaciones de compatibilidad con el amoniaco. Para la primera etapa experimental se usó una bomba bidireccional de engranes, con flecha recta 7/16", 5.2 cc y 1500 psi, construidas en acero inoxidable y con empaques y sellos de vitón, tal como se muestra en la figura 4.2.

4.1.1.4. Sensores de temperatura RTD(Pt-1000)

Finalmente, en la realización de las pruebas experimentales se encontró que varios sensores de temperatura RTD (Pt-1000) comenzaron a presentar corrosión en la junta de la soldadura. Esto tuvo como consecuencia la aparición de fugas de refrigerante, por lo que fue necesario reemplazar por sensores nuevos. Es importante que los sensores tengan ajuste con sello mecánico para evitar los problemas con la soldadura y verificar que los materiales de construcción sean



Figura 4.2: Bomba-motor bidireccional de engranes.

compatibles con la mezcla de trabajo a utilizar.

4.1.2. Condiciones de operación de la primera etapa experimental

Las pruebas experimentales de la primera etapa experimental se llevaron a cabo del 2 al 25 de Abril del 2014. En total se realizaron 11 corridas experimentales, de las cuales, tres sirvieron como pruebas preliminares para encontrar la estabilidad de la bomba de solución y las ocho restantes se utilizaron para realizar la evaluación completa del SRSA. Es importante mencionar que para la puesta en marcha y operación del SRSA se siguió el protocolo de operación (Anexo A).

Las pruebas experimentales se llevaron a cabo variando la temperatura de generación y condensación ($T_G y T_C$) mediante el uso de los sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento, respectivamente. Además, para ver la influencia de la temperatura del agua a la entrada del evaporador (T_E) en el SRSA, se realizaron los barridos completos de las temperaturas de $T_G y T_C$ en dos escenarios experimentales diferentes: en el escenario I la T_E no se controló durante la evaluación, mientras que en el escenario II sí se controló a lo largo del experimento. Para el primer caso, la temperatura del agua helada almacenada en el tanque del evaporador disminuyó gradualmente con el tiempo, es decir, a medida que la prueba experimental iba avanzando se suministraba al evaporador agua cada vez más fría. Por su parte, en el segundo caso, la T_E se controló por medio de resistencias térmicas, de tal manera que la energía utilizada para evaporar el refrigerante se recuperó con las resistencias eléctricas para tener tendencias estables de operación.

En la figura 4.3 se muestra un diagrama esquemático de la interconexión de los sistemas auxiliares con el SRSA para la primera etapa experimental y en la tabla 4.1 se muestran las variables manipuladas empíricamente, así como los rangos de operación en los que se evaluó el SRSA:



Figura 4.3: Diagrama esquemático de los sistemas auxiliares interconectados con el SRSA para la primera etapa experimental.

Cuadro 4.1: Variables manipuladas empíricamente para la primera etapa experimental.

Símbolo	Variable	Rango de operación	Variación
T _G	Temperatura de generación	85-105 °C	5 °C
T _C	Temperatura de condensación	18-36 °C	2 °C
C_1	Flujo de solución que se bombea al generador	\approx 1 kg/min	semi-estable
\mathbf{F}_1	Flujo de agua del sistema de calentamiento	$\approx \! 15 \text{ kg/min}$	estable
F_2	Flujo de agua del sistema de enfriamiento	\approx 5 kg/min	estable
F_3	Flujo de agua del sistema de enfriamiento	\approx 5 kg/min	estable
F_4	Flujo de agua helada obtenida	\approx 5 kg/min	estable

4.1.3. Coeficientes de operación del SRSA

4.1.3.1. COP_e en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G)

En la figura 4.4 se muestran los coeficientes de operación externos (COP_e) obtenidos del SRSA en función de las temperatura de condensación (T_C) y generación (T_G). En este caso se presenta el primer escenario, en el cual no se controló la temperatura del agua de entrada al evaporador (T_E).



Figura 4.4: Coeficiente de operación externo (COP_e) en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G) . Escenario I.

Como se puede apreciar en la figura 4.4, en todos los casos de temperatura de generación, los COP_e decrecen a medida que se incrementa la temperatura de condensación. Este comportamiento era de esperarse, ya que si se incrementa la temperatura del agua de enfriamiento introducida en el condensador tiene como consecuencia el incremento de la temperatura y presión de saturación del refrigerante. Por lo tanto, al sistema de refrigeración le costará mayor trabajo remover calor hacia el medio ambiente de tal manera que reduce el efecto de enfriamiento ($Q_{E,e}$) y por ende, la disminución del COP_e.

Para corroborar lo que se explicó anteriormente, en la figura 4.5 se muestran las presiones de los distintos equipos que conforman el sistema de refrigeración. En dichas figuras P_C , P_G , P_E y P_A corresponden a las presiones del condensador, generador, evaporador y absorbedor, respectivamente.



Figura 4.5: Variación de la presión para cada componente del SRSA en función de la temperatura de condensación.

Como se puede ver en la figura 4.5, a medida que se incrementa la temperatura de condensación, las presiones en los componentes también incrementan. Por ejemplo, para $T_C = 18$ °C, la presión mínima ($P_E \approx P_A$) es de 480 kPa mientras que la presión máxima ($P_C \approx P_G$) es de 1230 kPa. En cambio, cuando la $T_C = 34$ °C, la presión mínima ($P_E \approx P_A$) es de 630 kPa mientras que la presión máxima ($P_C \approx P_G$) es de 1480 kPa. Por lo tanto, se puede corroborar lo que se comentó anteriormente. Otra explicación importante de por qué disminuye el COP_e es que al incrementar la presión en el absorbedor se disminuye el fenómeno de absorción de refrigerante, de tal manera que se reduce el efecto de enfriamiento.

En la figura 4.6, al igual que en la figura 4.4, se muestran los coeficientes de operación externos (COP_e) en función de las temperatura de condensación (T_c) y

generación (T_G), en este caso se presentan las tendencias donde se controlaron las temperaturas del agua de entrada al evaporador (T_E).



Figura 4.6: Coeficiente de operación externo (COP_e) en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G) . Escenario II.

Si se comparan los resultados de la figura 4.6 respecto a la 4.4, se puede ver que las tendencias son más estables y los decaimientos de los coeficientes de operación más suaves. Además, para el segundo escenario se alcanzaron COP_e máximos de entre 0.30 y 0.40 para el rango de temperaturas de generación.

4.1.3.2. Efecto de la temperatura de generación (T_G)

Durante la primera etapa experimental la temperatura de generación que proviene del sistema auxiliar de calentamiento siguió presentando muchas oscilaciones térmicas. Este comportamiento se debe principalmente a que la resistencia eléctrica se prende y apaga en un lapso de tiempo muy corto con la finalidad de mantener fija la temperatura deseada. En la figura 4.7 se muestra el comportamiento de la carga térmica del sistema de calentamiento ($\dot{Q}_{G,e}$) en función del



tiempo de realización de la evaluación.

Figura 4.7: Potencias de generación ($\dot{Q}_{G,e}$) para la prueba completa de T_G = 85 °C.

En la figura 4.7 se muestra un ejemplo de la evaluación de la carga térmica de generación ($\dot{Q}_{G,e}$) para toda la corrida experimental de $T_G = 85$ °C. Como se puede ver, el encendido y apagado de la resistencia eléctrica influye de manera directa en el comportamiento de $\dot{Q}_{G,e}$, ya que presenta oscilaciones de hasta ± 1.0 kW con respecto a la carga térmica promedio. Por otra parte, la frecuencia de las oscilaciones también es alta, ya que en un periodo de 5 min se alcanzan en promedio 5 máximos y 5 mínimos. Este comportamiento de la resistencia eléctrica afecta negativamente a los estados estables buscados en la evaluación del SRSA y por ende, afecta en gran medida los valores de la propagación de incertidumbres en el COP_e.

Partiendo de las ecuaciones de propagación de errores propuestas por Verma, Taylor y Kuyatt [[114],[115]], en las tablas B.1 y B.2 (Anexo B) se presentan los errores asociados al COP_e para la primera etapa experimental.

4.1.3.3. COP_i en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G)

Para llevar a cabo la evaluación de los coeficientes de operación internos (COP_i), además de controlar las temperaturas de condensación y generación con

los sistemas auxiliares, es muy importante mantener fijo el nivel de la solución durante las pruebas experimentales (tanto en el generador como absorbedor) y controlar el flujo por medio del bypass. En la figura 4.8 se muestra la evaluación de los COP_i en función de las temperaturas de condensación y generación.



Figura 4.8: Coeficientes de operación internos (COP_i) en función de las temperaturas de condensación (T_C) y generación (T_G) .

Como se puede apreciar en la figura 4.8, los COP_i presentan valores más estables comparados con los COP_e . Las oscilaciones térmicas presentadas en la temperatura de calentamiento del agua no se vieron reflejadas en las corrientes internas de la solución y refrigerante. Esto se debe principalmente a que después de un largo periodo de prueba experimental se alcanzan inercias térmicas que favorecen a los estados estables en la operación del SRSA. Además, se puede ver que los mejores COP_i se obtuvieron para una temperatura de generación de 100 °C y no la de 105 °C como era de esperarse. No obstante, el resto de las pruebas presentaron las tendencias esperadas.

El COP_i máximo fue de 0.70 para una T_G = 100 °C y una T_C = 18 °C, mientras que el COP_i mínimo (considerando una T_C = 30 °C, punto equiparable para

todas las pruebas) fue de 0.54 para una $T_G = 85$ °C. También se puede ver que para las mismas condiciones de operación, mientras los COP_e no sobrepasaron valores de 0.40, los COP_i alcanzaron valores de hasta 0.70. La gran diferencia entre COPs se debe principalmente a la baja producción de refrigerante, es decir, tanto evaporador como condensador no se inundan del lado de la corriente del refrigerante lo que provoca que rápidamente se evapore y produzca un bajo efecto de enfriamiento en la corriente del agua.

4.1.3.4. Efecto del flujo másico de Refrigerante en la potencia de enfriamiento $(\dot{Q}_{E,i})$

Una variable muy importante que se debe analizar en el estudio del COP_G es la cantidad de refrigerante producido durante el proceso de generación (\dot{m}_R). Esto se debe a que el \dot{m}_R es directamente proporcional a la capacidad de enfriamiento que puede tener el SRSA. En la figura 4.9 se muestra el comportamiento de la potencia de enfriamiento interna ($\dot{Q}_{E,i}$) y el flujo de refrigerante producido (\dot{m}_R) en función de las temperaturas de condensación y generación.



Figura 4.9: Efecto de la producción de refrigerante con respecto a la capacidad de enfriamiento $(\dot{Q}_{\rm E,i})$

En la figura 4.9 se puede distinguir una clara dependencia de la capacidad de enfriamiento ($\dot{Q}_{E,i}$) con respecto al refrigerante producido en cada temperatura de
generación. Sin embargo, no siempre la mayor $\dot{Q}_{E,i}$ garantiza un mejor COP_i como se muestra en la prueba de T_G = 105 °C. Esto se debe a que cuando se incrementa la temperatura de generación, aunque se obtienen mayores $\dot{Q}_{E,i}$, el aumento de T_G también trae consigo un aumento en el $\dot{Q}_{G,i}$. Por lo tanto, la relación de ambos calores (COP_i) no siempre es ascendente.

Para finalizar con la evaluación de los coeficientes de operación internos y externos de la primera etapa experimental, en las tablas C.1 y C.4 (Anexo C) se muestran los resultados experimentales de las diferentes pruebas y las efectividades de los componentes del SRSA, respectivamente.

Las efectividades de los componentes se definen según Sadik Kakac [[116]] como la tasa de la transferencia de calor real obtenida respecto a la transferencia de calor máxima posible por el límite termodinámico, tal como se muestra a continuación:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{Max}},\tag{4.1}$$

En \dot{Q}_{Max} se considera como si el área superficial de la transferencia de calor fuera infinita en un intercambiador de calor a contracorriente. Es decir, no se consideran irreversibilidades y por ende no hay pérdidas de calor. Por lo tanto, para el cálculo de \dot{Q}_{Max} se considera que las corrientes de solución y refrigerante que salen de cada componente obtienen la misma temperatura que ceden las corrientes externas de agua que alimentan a los intercambiadores. Las efectividades de los intercambiadores de calor que integran al SRSA, según el diagrama de la figura 3.15, se definen de la siguiente manera:

Generador

$$EF_{G} = \frac{\dot{m}_{5}h_{5} + \dot{m}_{9}h_{9} - \dot{m}_{4}h_{4}}{\dot{m}_{5}h_{5}^{*} + \dot{m}_{9}h_{9}^{*} - \dot{m}_{4}h_{4}}$$
(4.2)

Absorbedor

$$EF_{A} = \frac{\dot{m}_{8}h_{8} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{1}h_{1}}{\dot{m}_{8}h_{8} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{1}h_{1}^{*}}$$
(4.3)

Evaporador

$$EF_{E} = \frac{\dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12})}{\dot{m}_{12}(h_{13}^{*} - h_{12})}$$
(4.4)

Condensador

$$EF_{C} = \frac{m_{10}(h_{10} - h_{11})}{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}^{*})}$$
(4.5)

Intercambiador de calor de solución (SHE) [[69]]

$$EF_{SHE} = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_2 - h_6)}$$
(4.6)

Las entalpías de todos los numeradores de las ecuaciones 4.2-4.6 se obtienen con las temperaturas registradas durante las pruebas experimentales de la solución o refrigerante. Por su parte, las entalpías máximas (h^{*}) se obtienen considerando las temperaturas máximas del intercambio de calor, en este caso se consideran las temperaturas de las corrientes de agua que fluyen en los diferentes intercambiadores de calor.

Como se puede apreciar en la tabla C.4, el evaporador y condensador son los componentes que presentan mayores efectividades, ya que en la mayoría de las pruebas alcanzaron valores del 100% o muy cercanos a este valor. Por su parte, el absorbedor presenta efectividades entre 0.59 y 0.94, se puede apreciar que a medida que incrementa la T_G también incrementan las efectividades de este componente. El generador presenta efectividades muy similares al absorbedor, tiene efectividades de entre 0.53 y 0.91, siendo ligeramente mejor el absorbedor. Finalmente, el intercambiador de solución presenta una baja efectividad de transferencia, ya que solo alcanzó valores de 0.36. Estos resultados eran de esperarse debido a que el condensador y evaporador son intercambiadores de placas y tienen altas eficiencias de transferencia de calor, aunado a que se manejan bajos flujos de refrigerante por lo que rápidamente logran condensar y evaporar todo el refrigerante. Mientras que en el generador y absorbedor (al tener fenómenos de transferencia de calor, jenem más irreversibilidades y por lo tanto menores eficiencias de transferencia de calor.

4.2. Segunda etapa experimental

Las pruebas experimentales de la segunda etapa experimental del SRSA se llevaron a cabo en Septiembre del 2014. De igual manera que en la primera etapa experimental, se utilizaron los sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento para controlar las temperaturas de generación y condensación, respectivamente. La principal finalidad de la segunda etapa experimental consistió en encontrar estados estables más largos (se dejaron condiciones constantes de operación de hasta 1 hora), manipular las variables empíricas con mejor precisión y encontrar reproducibilidad de los resultados respecto a las evaluaciones anteriores. Como modificación principal para llevar a cabo las pruebas, se utilizaron resistencias eléctricas con controlador electrónico para fijar la temperatura del agua a la entrada del evaporador y tener condiciones de operación más estables. En la figura 4.10 se muestra un diagrama esquemático de la interconexión de los sistemas auxiliares con las modificaciones que se llevaron a cabo para la segunda etapa experimental y en la tabla 4.2 se muestran las variables empíricas y los rangos de operación en los que se evaluó el SRSA.



Figura 4.10: Diagrama esquemático de los sistemas auxiliares interconectados con el SRSA para la segunda etapa experimental.

Cuadro 4.2: Rango de operación de las variables controladas en la segunda etapa experimental del SRSA.

Símbolo	Variable	Rango de operación	Variación
T _G	Temperatura de generación	90 °C	estable
$T_{\rm C}$	Temperatura de condensación	18-36 °C	2 °C
$T_{\rm E}$	Temperatura de evaporación	25 °C	\pm 0.5 $^{\circ}\mathrm{C}$
C_1	Flujo de solución que se bombea al generador	\approx 1 kg/min	semi-estable
\mathbf{F}_1	Flujo de agua del sistema de calentamiento	$\approx 15 \text{ kg/min}$	estable
F_2	Flujo de agua del sistema de enfriamiento	\approx 5 kg/min	estable
F_3	Flujo de agua del sistema de enfriamiento	\approx 5 kg/min	estable
F_4	Flujo de agua helada obtenida	\approx 5 kg/min	estable

4.2.1. Análisis de los componentes del sistema de refrigeración

En la figuras 4.11-4.15, se muestran los perfiles de temperatura en función del tiempo de los fluidos que interactúan en cada componente del SRSA, las pruebas se llevaron a cabo en condiciones típicas de Temixco Morelos.



Figura 4.11: Perfil de temperaturas en el generador. Segunda etapa experimental.

En la figura 4.11 se muestran los perfiles de temperatura de las corrientes que intervienen en el generador. Para la prueba experimental, se estableció la temperatura del agua de calentamiento (T_{Gin}) en 90 °C, mientras que la salida del agua caliente (T_{Gout}) se registró en 87 °C. Por su parte, la solución con alta concentración en amoniaco (T_{Sin}) llegó al generador con una temperatura de 53 °C, mientras que la solución con baja concentración en amoniaco (T_{Sout}) y el vapor de amoniaco (T_{Rout}) salieron con una temperatura de 82 °C y 70 °C, respectivamente. La diferencia de temperaturas entre T_{Gin} y T_{Gout} es de 3 °C y la diferencia de temperaturas entre T_{Gout} y T_{Sout} es de 5 °C. Esto nos lleva a considerar que la transferencia de calor en el interior del componente es relativamente buena. Además, se puede ver que el comportamiento de las temperaturas del generador son muy estables (casi constantes en el período de evaluación de 1 h).

En la figura 4.12 se muestra el perfil de temperaturas del absorbedor para el mismo periodo de tiempo mostrado en la figura 4.11. En cuanto a las temperaturas



Figura 4.12: Perfil de temperaturas en el absorbedor. Segunda etapa experimental.

del agua de enfriamiento, el agua entra al absorbedor (T_{Ain}) a 26 °C y sale (T_{Aout}) a 36 °C. Por su parte, la temperatura del vapor de refrigerante (T_{Rin}) entra al absorbedor a 25 °C. Finalmente, las temperaturas de la solución de entrada (T_{Sin}) y salida (T_{Sout}) del absorbedor son de 47 y 41 °C, respectivamente. Con esto, se puede ver que existe una diferencia de temperaturas entre T_{Sout} y T_{Aout} de aproximadamente 6 °C, lo que demuestra que la transferencia de calor en el absorbedor es ligeramente menor respecto al generador donde se obtuvieron 5 °C de diferencia. Por otro lado, la diferencia de temperaturas entre T_{Aout} y T_{Ain} es de aproximadamente 10 °C, esto indica que existe la posibilidad de aumentar el flujo de agua de enfriamiento con el fin de reducir la diferencia de temperaturas y por lo tanto aumentar la eficiencia del absorbedor. También se puede observar que existen ligeras variaciones de temperaturas, sin embargo, las variaciones son menores a 1 °C por un período de casi 1 h, de modo que es razonable considerar que el sistema opera en condiciones de estado estacionario.

En la figura 4.13 se muestra el perfil de temperaturas en el evaporador a las mismas condiciones de las figuras anteriores. La mezcla líquido-vapor de refrigerante que sale de la válvula de expansión, entra al evaporador (T_{Rin}) y se evapora a 10 °C dentro del componente. La evaporación del refrigerante se lleva a cabo por medio del agua que será refrigerada, la cual entra (T_{Ein}) a 26 °C y sale (T_{Eout}) a 20 °C. Por otro lado, se puede observar que la temperatura de



Figura 4.13: Perfil de temperaturas en el evaporador. Segunda etapa experimental.

salida del refrigerante (T_{Rout}) es de aproximadamente 24 °C, lo que establece un sobrecalentamiento de 14 °C. Esto es un indicativo de que se está desperdiciando energía, por ende, se necesita incrementar el flujo de refrigerante para producir mayor capacidad de frío a las mismas condiciones de operación. Por lo tanto, existe la posibilidad de aumentar la apertura de la válvula de expansión para permitir un mayor flujo de refrigerante a través de ella, y de esta manera incrementar la capacidad de refrigeración del evaporador. La diferencia de temperaturas entre la T_{Ein} y la T_{Rout} es de aproximadamente 1 °C, lo que indica que existe una buena transferencia de calor en el interior del componente. Es importante mencionar que para este ensayo en particular, las temperaturas del evaporador no fueron tan buenas. Sin embargo, para otras pruebas experimentales se consiguieron temperaturas considerablemente más bajas en el componente.

En la figura 4.14 se muestra el perfil de temperaturas del condensador. Como se puede apreciar, el refrigerante vapor (T_{Rin}) entra al condensador a 60 °C, 10 °C menos que la temperatura del refrigerante que sale del generador (ver figura 4.11), lo cual ayuda a reducir la carga de calor en el condensador. En el componente, el refrigerante se condensa y sale (T_{Rout}) a 26.2 °C, muy cerca a la temperatura del agua de enfriamiento (T_{Cin}) de 26 °C, lo que indica que hay una buena transferencia de calor dentro del componente. Este comportamiento es de



Figura 4.14: Perfil de temperaturas en el condensador. Segunda etapa experimental.

esperarse debido a que el condensador es un intercambiador de calor de placas.

En la figura 4.15 se muestran los perfiles de temperatura en el economizador. En este caso, la temperatura de la solución que sale del absorbedor ($T_{S,Aout}$) y posteriormente llega al generador (T_{S.Gin}) gana aproximadamente 14 °C, partiendo de 41 °C a 55 °C; mientras que la solución que va desde el generador (T_{S.Gout}) hacia el absorbedor ($T_{S,Ain}$) pierde aproximadamente 15 °C, va que cambia su temperatura de 64 °C a 49 °C. En el caso particular de esta prueba experimental, la eficiencia térmica del economizador no es buena. Esto se debe a que el gradiente de temperatura entre los flujos de las soluciones que van desde el generador hasta el absorbedor y viceversa es considerablemente alto, lo que indica que para estas condiciones específicas se podría aumentar el flujo másico de la solución con el fin de aumentar la eficiencia del componente. Finalmente, la figura 4.16 muestra el perfil de presiones en los componentes principales del SRSA. Se puede apreciar que las presiones absolutas en el generador y condensador son muy similares (aproximadamente 1400 kPa), mientras que las presiones en el evaporador y el absorbedor son alrededor de 600 kPa. La diferencia de presiones que hay entre las zonas alta y baja es de aproximadamente 800 kPa, valores típicos para un sistema de absorción que funciona con amoniaco como refrigerante.



Figura 4.15: Perfil de temperaturas en el economizador. Segunda etapa experimental.



Figura 4.16: Perfil de presiones en el SRSA. Segunda etapa experimental.

4.2.2. Análisis de resultados mediante el coeficiente de operación externo COP_e

En la figura 4.17 se muestran los COP_{e} y las cargas térmicas de la segunda etapa experimental del SRSA.



Figura 4.17: (a) COP_e en función de T_C , (b) Q en función de T_C . (T_G = 90 °C).

Como se puede apreciar en la figura 4.17(a), se obtuvieron COP_{e} máximos de 0.39. Por su parte, en la figura 4.17(b), las máximas cargas térmicas obtenidas de evaporación, generación, absorción y condensación fueron de 1.97, 3.99, 3.95 y 1.67 kW, respectivamente. En cuanto al peor estado de operación, el SRSA alcanzó COP_{e} de 0.26 con potencias de evaporación, generación, absorción y condensación de 0.95, 2.70, 2.11 y 1.69 kW, respectivamente.

Además, se puede ver que para los primeros cuatro puntos de la evaluación (T_C 20-26 °C de la figura 4.17(a)), existe un comportamiento semi-lineal. Es decir, para producir una unidad de enfriamiento se requiere suministrar al sistema 2.5 unidades térmicas de calor. Y partiendo de 28 °C de condensación, se tiene un rápido decaimiento en la producción de frío hasta llegar a su valor mínimo.

4.2.3. Análisis de resultados mediante el coeficiente de operación interno COP_i

En la figura 4.18 se muestran los COP_i y las cargas térmicas que se obtuvieron del SRSA en función de la temperatura de condensación para una temperatura de generación de 90 °C.



Figura 4.18: (a) COP_i en función de T_C , (b) Q en función de T_C . (T_G = 90 °C).

Como se puede apreciar en la figura 4.18, en el mejor estado de operación se obtuvo un $\dot{Q}_{E,i}$ de 2.04 kW y un $\dot{Q}_{G,i}$ de 2.99 kW con un COP_i de 0.68. Por su parte, el peor estado de operación arrojó como resultados un $\dot{Q}_{E,i}$ de 1.14 kW y un $\dot{Q}_{G,i}$ de 2.02 kW con su respectivo COP_i de 0.56.

Los COP_i , comparados con los COP_e , muestran un decaimiento menos pronunciado. Durante el análisis de los resultados, los COP_i presentaron valores muy constantes, mientras que los COP_e siguen presentando algunas variaciones debido al encendido y apagado intermitente de la resistencia eléctrica del sistema de calentamiento. Además, se puede ver que las potencias de evaporación obtenidas en los COP_i y COP_e son muy similares y las potencias de generación disminuyen considerablemente para los COP_e , esto significa que gran parte de la energía que suministra el sistema de calentamiento se pierde hacia el medio ambiente y no se aprovecha, obteniendo bajos COP_e .

Finalmente, en la tablas B.3, C.2 y C.5 (Anexo B y C) se muestran la propagación de errores, las principales variables de la experimentación y las efectividades de

los componentes respectivamente, de la segunda etapa experimental.

Como se puede apreciar en la tabla C.2, para las condiciones establecidas, es posible alcanzar temperaturas a la entrada del evaporador (T_{RE.in}) de 6.4 °C. Además, se puede ver que a medida que incrementa la temperatura de condensación (T_c), se disminuye la producción de refrigerante ($\dot{m}_{\rm R}$), lo que conlleva que incremente la temperatura de evaporación de amoniaco teniendo como consecuencia una reducción en la potencia frigorífica $\dot{Q}_{E,i}$. Con respecto a las presiones se puede ver que a medida que se incrementa la temperatura de condensación, las presiones de la zona baja P_L (evaporador y absorbedor) también incrementan. Este comportamiento era de esperarse debido a que a mayores presiones se reduce la capacidad de absorción del refrigerante teniendo como consecuencia una reducción en la eficiencia del SRSA. Por su parte, en la zona alta se presentó una variación en la presión de 160 kPa, esto debido a que solo se empleó una temperatura de generación de 90 °C. Por otro lado se puede observar que X_{S,Gout} varió entre 47.2 y 48.2%, mientras que X_{S.Aout} varió entre 47.6 y 49.3%. Estos valores son similares a los reportados por Rivera et al. [117] para un sistema de refrigeración intermitente que funciona con la mezcla de amoníaco-nitrato de litio para la producción de hielo. Por otra parte, el trabajo de la bomba varió entre 0.011 y 0.016 kW, los cuales fueron valores muy bajos y casi insignificantes para el cálculo de los COP_i. La apertura de la válvula de expansión se mantuvo siempre constante durante las pruebas experimentales. Esta condición se tomó en cuenta para reducir el número de variables en el análisis del sistema. Por lo tanto, cuando la T_G se incrementa, la producción de flujo refrigerante (a través de la válvula de expansión) también se incrementa, así como también la temperatura de la solución que sale del generador y que posteriormente pasa al absorbedor. Como consecuencia se incrementan las presiones del absorbedor y condensador causando que la temperatura de evaporación también incremente, reduciendo de esta manera la producción de frío.

4.2.4. Efecto de la temperatura ambiente

Otra de las variables importantes que influyen en gran medida el desempeño del SRSA es la temperatura ambiente (T_{amb}). Esto se debe a que el ambiente es el sumidero donde será desechado el calor removido por el absorbedor y el condensador. En la figura 4.19 se muestra la variación de la temperatura ambiente en función del tiempo para dos días típicos en la ciudad de Temixco, Morelos. Para el estudio se comparan los días 23 de Abril y 3 de Septiembre, ambos del 2014. La temperatura promedio para el día 3 de Septiembre es de 25 °C, mientras que para el día 23 de Abril es de 31 °C.



Figura 4.19: Temperatura ambiente en función del tiempo para dos días típicos de Temixco Morelos.

En la figura 4.20 se hace una comparación de los COP_i teóricos [118] comparados con los COP_i experimentales a temperaturas ambiente diferentes. Todos los resultados se obtuvieron a una T_G de 90 °C.

Debido a que las pruebas experimentales del SRSA se llevaron a cabo en diferentes meses del año, la temperatura ambiente cambia considerablemente. En la figura 4.20 se puede observar que las tendencias son muy similares para los días analizados, ya que en ambos casos se da una disminución ligera entre las temperaturas de condensación de 20 a 34°C y posteriormente se da una disminución rápida de 34 °C a 36 °C. La diferencia entre los valores de la COP_i obedece a las variaciones de temperatura ambiente, ya que las temperaturas ambientales menores favorecen la remoción de calor del condensador y absorbedor y por ende, se mejora la eficiencia del SRSA. Comparando ahora los resultados experimentales con los teóricos, se puede observar una tendencia muy similar. Sin embargo, los resultados teóricos no disminuyen rápidamente a las T_C más altas. La diferencia entre los COP_i teóricos con respecto a los experimentales a T_{amb} de 31 °C son 0.14 en promedio, mientras que la diferencia entre los coeficientes teóricos respecto a los experimentales a T_{amb} de 25 °C son sólo de 0.06 en promedio. Las diferencias entre los valores experimentales y teóricos se deben principalmente a las pérdidas de calor hacia el medio ambiente y las irreversibilidades observadas en los componentes durante la transferencia de calor.



Figura 4.20: Comparación de los \mbox{COP}_i teóricos y los experimentales a diferentes temperaturas ambiente.

4.3. Tercera etapa experimental

La tercera y última etapa experimental del SRSA se llevó a cabo en Octubre del 2015. De igual manera que en la etapas anteriores, las pruebas experimentales se realizaron variando las temperaturas del agua de generación (T_G) y condensación (T_C) mediante el uso de los sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento, respectivamente. En la tabla 4.3 se muestran las variables, así como los rangos de operación evaluados en el SRSA.

Cuadro 4.3: Variables manipuladas empíricamente en la tercera etapa experimental del SRSA.

Símbolo	Variable	Rango de operación	Variación
T_{G}	Temperatura del agua del generador	80-85 °C	\pm 0.35 °C
T_{C}	Temperatura el agua del condensador	20-32 °C	\pm 0.10 $^{\circ}$ C
T_{E}	Temperatura el agua del evaporador	18 °C	\pm 0.15 °C
C_1	Flujo de solución que se bombea al generador	pprox1.5 kg/min	\pm 0.1 kg/min
C_2	Flujo de solución que retorna al absorbedor	\approx 1.1 kg/min	\pm 0.3 kg/min
C_3	Flujo de refrigerante que se genera	pprox0.15 kg/min	\pm 0.02 kg/min
\mathbf{F}_1	Flujo de agua del sistema de calentamiento	$pprox\!21.5~{ m kg/min}$	\pm 0.5 kg/min
F_2	Flujo de agua del sistema de enfriamiento	$pprox\!21.6~{ m kg/min}$	\pm 0.1 kg/min
F_3	Flujo de agua del sistema de enfriamiento	pprox18.2 kg/min	\pm 0.1 kg/min
F_4	Flujo de agua helada obtenida	≈ 20.1 kg/min	\pm 0.1 kg/min

Es muy importante destacar que previamente a la tercera etapa experimental se llevaron a cabo una serie de modificaciones en las interconexiones del intercambiador de solución y la válvula de estrangulación debido a las bajas efectividades presentadas por el componente en las pruebas anteriores. Las modificaciones se hicieron con la finalidad de mejorar la transferencia de calor entre las corrientes de solución concentrada y diluida. De esta manera se espera una mejora en la eficiencia del intercambiador de solución y con ello. se espera una mejora en los COP del SRSA. En la figura 4.21(a) se muestra un diagrama esquemático de la interconexión del economizador y la válvula de estrangulación anteriormente a las modificaciones. Por su parte, en la figura 4.21(b) se muestra la modificación realizada para llevar a cabo las nuevas pruebas experimentales.

En la figura 4.21(a) se muestra la configuración anterior de la línea de solución diluida que sale del generador y retorna al absorbedor. Se puede ver que el fluido primeramente era estrangulado, después pasaba al intercambiador de calor de solución y finalmente se enviaba al absorbedor. Por su parte, en la figura 4.21(b) se muestra la modificación llevada a cabo, primero la solución se envía al intercambiador de solución, luego de que se lleva el proceso de transferencia de calor (entre las corrientes de solución concentrada y diluida) se estrangula y por último se envía al absorbedor. Con la modificación realizada se garantiza que la



Figura 4.21: (a) Configuración anterior, b) Configuración actual.

solución diluida llegue al intercambiador de solución con mayor presión, de tal manera que las entalpías de la solución son mayores. De esta manera se mejora la transferencia de calor entre las dos corrientes.

4.3.1. COPs del SRSA para la tercera evaluación experimental

En la figura 4.22 se muestra el análisis de las pruebas experimentales tomando en cuenta las corrientes internas del sistema de refrigeración (solución y refrigerante). En la figura 4.22(a) se muestran los valores de COP_i y en la 4.22(b) las potencias térmicas de los componentes, todo ello bajo las condiciones mostradas en la tabla 4.3.

En la figura 4.22 se puede ver que las tendencias son muy lineales y con decaimientos muy suaves. El valor máximo de COP_i es de 0.80 y el mínimo de 0.78, los cuales son los coeficientes de operación más elevados obtenidos en las tres etapas experimentales y se deben en gran parte a la serie de modificaciones y mejoras que se han presentado en el SRSA. En cuanto a las potencias máximas de evaporación y generación, se obtuvieron potencias de 3.03 y 3.78 kW, respectivamente. En cuanto a las potencias máximas de absorción y condensación se obtuvieron valores de 4.28 y 3.21 kW, respectivamente

Por otra parte, en la figura 4.23 se muestran los resultados obtenidos tomando en cuenta los fluidos externos del SRSA (corrientes de agua). En la figura 4.23(a)



Figura 4.22: a) COP_i , b) Potencias térmicas internas de los componentes del SRSA. T_G = 85 °C, T_E = 18 °C, T_C = 20 - 32 °C.

se muestran los valores de COP_ey en la 4.23(b) las potencias térmicas de los componentes del sistema de refrigeración.

Como se puede apreciar en la figura 4.23(a), los valores máximos de COP_e fueron de 0.39 para una T_C de 20 °C, mientras que los valores mínimos fueron de 0.31 a la máxima temperatura de condensación como era de esperarse. Por su parte, la máxima potencia de enfriamiento Q_E fue de 1.85 kW y la mínima de 1.28 kW. Para obtener los COP_e se requirió suministrar en el Generador una potencia Q_G máxima de 3.77 kW y una potencia mínima de 2.93 kW. Finalmente, las máximas potencias alcanzadas en el sistema de refrigeración se obtuvieron en el Absorbedor y Condensador de 4.92 y 4.41 kW, respectivamente. Las potencias de absorción y condensación altas, que son disipadas al ambiente con el sistema auxiliar de enfriamiento, se obtuvieron debido a los elevados flujos másicos empleados durante las pruebas experimentales. Con flujos másicos altos se garantiza que la presión del absorbedor no se eleve demasiado obteniendo un mejor proceso de absorción de vapor refrigerante en la solución, y por ende, un mejor funcionamiento del sistema de refrigeración.



Figura 4.23: a) COP_e , b) Potencias térmicas internas de los componentes del SRSA. T_G = 85 °C, T_E = 18 °C, T_C = 20 - 32 °C.

Anteriormente, para las pruebas experimentales de la primera y segunda etapa experimental del SRSA se habían encontrado eficiencias térmicas del intercambiador de solución de entre 0.39 y 0.41. Las eficiencias térmicas del intercambiador de solución están dadas por Sun [119] y Gomri [120]. Para las pruebas experimentales de la tercera etapa experimental se alcanzaron eficiencias térmicas de 0.82, comprobando de esta manera que se tuvo un efecto favorable con la modificación realizada. Con esto se garantiza una mayor ganancia térmica interna que logrará una corriente de solución diluida más fría que retorna al absorbedor y una corriente de solución concentrada más caliente que se bombea al generador. De esta manera, los COP del sistema de refrigeración se verán beneficiados al tener que suministrar una menor carga térmica de generación para producir el mismo efecto de frío, aprovechando mejor el calor interno de las corrientes de las soluciones.

Finalmente, durante la tercera etapa experimental se volvieron a presentar problemas técnicos con la bomba de solución, motivo por el cual se obtuvieron pocos resultados experimentales. La bomba operó satisfactoriamente en el sistema de refrigeración horizontal, equipo que está a cargo del M. en Ingeniería Luis Domínguez. Las complicaciones en la operación de la bomba se deben a que el SRSA presenta una configuración en la que el distribuidor de la solución, (tanto en generador como absorbedor), presenta mayores caídas de presión, por lo que se requiere de mayor potencia.

4.4. Estudio económico-energético del sistema de refrigeración solar

En esta sección se presenta un estudio económico-energético en donde se muestra la comparación del SRSA con respecto a un sistema convencional de compresión para un tiempo de vida útil de 20 años. El sistema de compresión elegido es un Minisplit LG modelo SP242CN de 2 toneladas de capacidad de enfriamiento. El objetivo del estudio consiste en presentar los costos de cada tecnología, los consumos energéticos y los costos por el consumo eléctrico, todo ello para determinar el ahorro energético haciendo uso del SRSA y el tiempo de retorno de la inversión inicial. En el análisis se desprecian los costos de mantenimiento, operación, instalación y recuperación de capital. Por ende, el costo total de ambos sistemas se reduce al costo inicial de los equipos más el costo de la energía eléctrica consumida. Para llevar a cabo un estudio equiparable entre ambas tecnologías, en la tabla 1 se presentan las condiciones de operación en las que se desarrolla el estudio.

	SRSA	Minisplit LG
Potencia frigorífica (kW)	7	7
COP (-)	0.40	2.69
Consumo eléctrico (kW)	0.97	2.60
Horas de requerimiento de frío (h)	12	12
Horas de uso (h)	12	9
Consumo por día (kWh)	11.64	23.40
Consumo Mensual (kWh)	349.2	702.0

Cuadro 4.4: Condiciones de operación y consumos energéticos de las tecnologías.

Como se puede apreciar en la tabla 4.4, ambos sistemas de aire acondicionado tienen como finalidad enfriar un espacio determinado por un lapso de 12 horas continuas con una potencia de 2 toneladas de refrigeración (7 kW). Para ello, el sistema de absorción tiene que operar 12 horas continuas mientras que el sistema de compresión opera 9 horas. La operación de ambos sistemas es diferente ya que el compresor en los sistemas convencionales deja de operar cuando se alcanza la temperatura de confort para tener un consumo eficiente de energía.

Por otra parte, los costos de la energía eléctrica a lo largo de los años han sufrido una inflación. Por lo tanto, en el estudio a 20 años se contempla la misma tasa de inflación que se registra en los últimos 15 años. Los datos de los costos por kWh y por tarifa se encuentran en la página web de la Comisión Federal de Electricidad y el Sistema de Información Energética [[121], [122]].

Debido a que los costos de la energía eléctrica varían por zona geográfica y a su vez presentan diferentes tarifas para determinados kWh consumidos, la comparación de la tecnología de absorción con respecto a los de compresión se realiza en 4 escenarios diferentes, en donde se contemplan las tarifas 1A y 1E, con y sin la tarifa doméstica de alto consumo (DAC). La elección de las tarifas se basó en abarcar los extremos definidos por CFE, es decir, considerar las localidades con temperatura media mínima en verano de 25 °C (tarifa 1A) y temperatura media mínima en verano de 32 °C (tarifa 1E). Además, la comparación entre ambas tecnologías se realiza, considerando únicamente el costo de la máquina de absorción (en caso de que el recurso térmico se obtenga de calor residual) y considerando el costo total del SRSA (en caso de que el recurso térmico se obtenga del Sol) el cual incluye los sistemas auxiliares, campo de colectores solares, control, etc. Los costos de las tecnologías se muestran en la tabla 2.

Sistema de Abso	Sistema d	e Absorción	
Máquina de Absorción	\$101,000	Minisplit	\$13,799
Sistemas Auxiliares	\$117,833		
Colectores Solares	\$67,300		
Control	\$33,500		
Otros	\$16,800		
TOTAL	\$336,433	TOTAL	\$13,799

Cuadro 4.5: Costos iniciales de las tecnologías [22].

Dado que las tarifas propuestas tienen diferentes costos, en la tabla 4.6 se presentan los rangos de consumo por temporada y por tarifa. Es importante mencionar que el estudio se basa para 6 meses de temporada de verano y 6 meses de temporada fuera de verano.

Por lo tanto, los 4 escenarios comparativos que se analizan son los siguientes:

- Escenario 1. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1A)
- Escenario 2. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1A DAC)
- Escenario 3. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1E)
- Escenario 4. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1E DAC)

Tarifa	Temporada de Verano	Temporada fuera de Verano				
	Básico: 1-100 kWh	Básico: 1-75 kWh				
Tarifa 1A	Intermedio: 101-150 kWh	Intermedio: 76-150 kWh				
	Excedente	Excedente				
	Básico: 1-300 kWh	Básico: 1-75 kWh				
Torifo 1F	Intermedio bajo: 301-750 kWh	Intermedio: 76-200 kWh				
	Intermedio alto: 751-900 kWh	Excedente				
	Excedente					
**I as asstas per kWh as anguantrop on la négina wah da CEE [191]						

Cuadro 4.6: Rango de consumo por tarifa y por temporada**.

**Los costos por kWh se encuentran en la página web de CFE [121].

A continuación se presentan los resultados para cada escenario propuesto, así como sus principales conclusiones de la comparación de tecnologías.

4.4.1. Escenario 1. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1A)

En el escenario 1 se presenta la comparación de la máquina de absorción y el SRSA respecto al sistema convencional LG para la tarifa 1A. En la tabla 4.7 se presentan los costos iniciales de cada inversión, y a partir del año 1 los costos por el consumo eléctrico de cada tecnología. Además se presenta la diferencia económica de la máquina de absorción respecto al de compresión (B-A) y la diferencia económica del SRSA respecto al de compresión (C-D) con sus respectivas diferencias acumuladas.

Como se puede ver en la tabla 4.7, para el año 0 se contemplan únicamente los costos iniciales de cada tecnología y a partir del año 1 en delante se contemplan los costos de la energía eléctrica consumida por tecnología (considerando para cada año la respectiva tasa de inflación de los costos de energía eléctrica). Se puede apreciar que se requieren 7 y 23 años para que la máquina de absorción y el SRSA, respectivamente, se paguen por completo con las ganancias económicas por el consumo de energía eléctrica. Es decir, si se contemplan 20 años de vida útil, el SRSA no se pagaría con las ganancias acumuladas y se tendría un saldo de \$-46,948.9 pesos. Por su parte, la máquina de absorción tendría ganancias a partir del año 7, y para el año 20 tendría \$188,484.1 pesos de ganancias acumuladas.

4.4. Estudio económico-energético del sistema de refrigeración solar

	TARIFA 1A						
۸ã e	Minisplit LG	Máquina Absorción	D A	Diferencia	SRSA	0.4	Diferencia
Апо	(A)	(B)	B-A	acumulada	(C)	C-A	acumulada
0	-\$13,799.0	-\$101,000.0	-\$87,201.0	-\$87,201.0	-\$336,433.0	-\$322,634.0	-\$322,634.0
1	-\$20,389.9	-\$8,516.4	\$11,873.4	-\$75,327.6	-\$8,516.4	\$11,873.4	-\$310,760.6
2	-\$20,707.9	-\$8,633.3	\$12,074.6	-\$63,253.0	-\$8,633.3	\$12,074.6	-\$298,686.0
3	-\$21,025.9	-\$8,750.2	\$12,275.7	-\$50,977.3	-\$8,750.2	\$12,275.7	-\$286,410.3
4	-\$21,343.9	-\$8,867.0	\$12,476.9	-\$38,500.4	-\$8,867.0	\$12,476.9	-\$273,933.4
5	-\$21,661.9	-\$8,983.9	\$12,678.0	-\$25,822.4	-\$8,983.9	\$12,678.0	-\$261,255.4
6	-\$21,979.9	-\$9,100.8	\$12,879.1	-\$12,943.3	-\$9,100.8	\$12,879.1	-\$248,376.3
7	-\$22,297.9	-\$9,217.7	\$13,080.3	\$137.0	-\$9,217.7	\$13,080.3	-\$235,296.0
8	-\$22,615.9	-\$9,334.5	\$13,281.4	\$13,418.4	-\$9,334.5	\$13,281.4	-\$222,014.6
9	-\$22,933.9	-\$9,451.4	\$13,482.5	\$26,900.9	-\$9,451.4	\$13,482.5	-\$208,532.1
10	-\$23,252.0	-\$9,568.3	\$13,683.7	\$40,584.6	-\$9,568.3	\$13,683.7	-\$194,848.4
11	-\$23,570.0	-\$9,685.1	\$13,884.8	\$54,469.4	-\$9,685.1	\$13,884.8	-\$180,963.6
12	-\$23,888.0	-\$9,802.0	\$14,086.0	\$68,555.4	-\$9,802.0	\$14,086.0	-\$166,877.6
13	-\$24,206.0	-\$9,918.9	\$14,287.1	82,842.5	-\$9,918.9	\$14,287.1	-\$152,590.5
14	-\$24,524.0	-\$10,035.7	\$14,488.2	\$97,330.7	-\$10,035.7	\$14,488.2	-\$138,102.3
15	-\$24,842.0	-\$10,152.6	\$14,689.4	\$112,020.1	-\$10,152.6	\$14,689.4	-\$123,412.9
16	-\$25,160.0	-\$10,269.5	\$14,890.5	\$126,910.6	-\$10,269.5	\$14,890.5	-\$108,522.4
17	-\$25,478.0	-\$10,386.4	\$15,091.7	\$142,002.3	-\$10,386.4	\$15,091.7	-\$93,430.7
18	-\$25,796.0	-\$10,503.2	\$15,292.8	\$157,295.1	-\$10,503.2	\$15,292.8	-\$78,137.9
19	-\$26,114.0	-\$10,620.1	\$15,493.9	\$172,789.0	-\$10,620.1	\$15,493.9	-\$62,644.0
20	-\$26,432.0	-\$10,737.0	\$15,695.1	\$188,484.1	-\$10,737.0	\$15,695.1	-\$46,948.9
21	-\$26,750.1	-\$10,853.8	\$15,896.2	\$204,380.3	-\$10,853.8	\$15,896.2	-\$31,052.7
22	-\$27,068.1	-\$10,970.7	\$16,097.4	220,477.7	-\$10,970.7	\$16,097.4	-\$14,955.3
23	-\$27,386.1	-\$11,087.6	\$16,298.5	\$236,776.2	-\$11,087.6	\$16,298.5	\$1,343.2
24	-\$27,704.1	-\$11,204.4	\$16,499.6	\$253,275.8	-\$11,204.4	\$16,499.6	\$17,842.8
25	-\$28,022.1	-\$11,321.3	\$16,700.8	\$269,976.6	-\$11,321.3	\$16,700.8	\$34,543.6
Total	-\$618,948.5	-\$348,971.9			-\$584,404.9		

Cuadro 4.7: Análisis de costos por tecnología del Escenario 1.

4.4.2. Escenario 2. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1A DAC)

En el escenario 2 se presenta la comparación de la máquina de absorción y el SRSA respecto al sistema convencional LG para la tarifa 1A DAC. En la tabla 4.7, de igual manera que en la tabla 4.7, se presentan los costos iniciales de cada inversión y sus respectivos costos de energía eléctrica.

TARIFA 1A DAC							
٨ño	Minisplit LG	Máquina Absorción	D A	Diferencia	SRSA	C 4	Diferencia
Апо	(A)	(B)	D-A	acumulada	(C)	C-A	acumulada
0	-\$13,799.0	-\$101,000.0	-\$87,201.0	-\$87,201.0	-\$336,433.0	-\$322,634.0	-\$322,634.0
1	-\$26,693.4	-\$12,600.5	\$14,092.8	-\$73,108.2	-\$12,600.5	\$14,092.8	-\$308,541.2
2	-\$27,319.0	-\$12,901.9	\$14,417.1	-\$58,691.1	-\$12,901.9	\$14,417.1	-\$294,124.1
3	-\$27,944.7	-\$13,203.3	\$14,741.4	-\$43,949.7	-\$13,203.3	\$14,741.4	-\$279,382.7
4	-\$28,570.3	-\$13,504.6	\$15,065.7	-\$28,884.0	-\$13,504.6	\$15,065.7	-\$264,317.0
5	-\$29,195.9	-\$13,806.0	\$15,390.0	-\$13,494.0	-\$13,806.0	\$15,390.0	-\$248,927.0
6	-\$29,821.6	-\$14,107.3	\$15,714.3	\$2,220.3	-\$14,107.3	\$15,714.3	-\$233,212.7
7	-\$30,447.2	-\$14,408.7	\$16,038.6	\$18,258.8	-\$14,408.7	\$16,038.6	-\$217,174.2
8	-\$31,072.9	-\$14,710.0	\$16,362.9	\$34,621.7	-\$14,710.0	\$16,362.9	-\$200,811.3
9	-\$31,698.5	-\$15,011.4	\$16,687.2	\$51,308.8	-\$15,011.4	\$16,687.2	-\$184, 124.2
10	-\$32,324.2	-\$15,312.7	\$17,011.5	\$68,320.3	-\$15,312.7	\$17,011.5	-\$167,112.7
11	-\$32,949.8	-\$15,614.1	\$17,335.7	\$85,656.0	-\$15,614.1	\$17,335.7	-\$149,777.0
12	-\$33,575.5	-\$15,915.4	\$17,660.0	\$103,316.1	-\$15,915.4	\$17,660.0	-\$132,116.9
13	-\$34,201.1	-\$16,216.8	\$17,984.3	\$121,300.4	-\$16,216.8	\$17,984.3	-\$114,132.6
14	-\$34,826.8	-\$16,518.1	\$18,308.6	\$139,609.0	-\$16,518.1	\$18,308.6	-\$95,824.0
15	-\$35,452.4	-\$16,819.5	\$18,632.9	\$158,242.0	-\$16,819.5	\$18,632.9	-\$77,191.0
16	-\$36,078.1	-\$17,120.9	\$18,957.2	\$177,199.2	-\$17,120.9	\$18,957.2	-\$58,233.8
17	-\$36,703.7	-\$17,422.2	\$19,281.5	\$196,480.7	-\$17,422.2	\$19,281.5	-\$38,952.3
18	-\$37,329.4	-\$17,723.6	\$19,605.8	\$216,086.5	-\$17,723.6	\$19,605.8	-\$19,346.5
19	-\$37,955.0	-\$18,024.9	\$19,930.1	\$236,016.6	-\$18,024.9	\$19,930.1	\$583.6
20	-\$38,580.7	-\$18,326.3	\$20,254.4	\$256,271.0	-\$18,326.3	\$20,254.4	\$20,838.0
Total	-\$666,539.2	-\$410,268.2		-\$645,701.2			

Cuadro 4.8: Análisis de costos por tecnología del Escenario 2.

Como se puede apreciar en la tabla 4.9, en el escenario 2 se requieren 6 años para que la máquina térmica de absorción se pague con los ahorros energéticos, mientras que el SRSA requiere de 19 años para obtener la primera ganancia económica. Por lo tanto, en el análisis a 20 años de vida, la máquina de absorción tiene una ganancia neta de \$256,271.0 pesos, mientras que el SRSA tiene una ganancia neta de \$20,838.0 pesos.

4.4.3. Escenario 3. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1E)

Para el escenario 3 se presenta la comparación de la máquina de absorción y el SRSA respecto al sistema convencional LG para la tarifa 1E. En la tabla 4.10

se presentan los costos obtenidos para cada tecnología.

	TARIFA 1E						
A.2	Minisplit LG	Máquina Absorción		Diferencia	SRSA	0 A	Diferencia
Ano	(A)	- (B)	B-A	acumulada	(C)	C-A	acumulada
0	-\$13,799.0	-\$101,000.0	-\$87,201.0	-\$87,201.0	-\$336,433.0	-\$322,634.0	-\$322,634.0
1	-\$12,845.6	-\$5,165.9	\$7,679.8	-\$79,521.2	-\$5,165.9	\$7,679.8	-\$314,954.2
2	-\$12,972.0	-\$5,217.1	\$7,754.9	-\$71,766.4	-\$5,217.1	\$7,754.9	-\$307,199.4
3	-\$13,098.4	-\$5,268.3	\$7,830.0	-\$63,936.3	-\$5,268.3	\$7,830.0	-\$299,369.3
4	-\$13,224.8	-\$5,319.6	\$7,905.2	-\$56,031.1	-\$5,319.6	\$7,905.2	-\$291,464.1
5	-\$13,351.1	-\$5,370.8	\$7,980.3	-\$48,050.8	-\$5,370.8	\$7,980.3	-\$283,483.8
6	-\$13,477.5	-\$5,422.0	\$8,055.5	-\$39,995.3	-\$5,422.0	\$8,055.5	-\$275,428.3
7	-\$13,603.9	-\$5,473.2	\$8,130.6	-\$31,864.7	-\$5,473.2	\$8,130.6	-\$267,297.7
8	-\$13,730.3	-\$5,524.5	\$8,205.8	-\$23,658.9	-\$5,524.5	\$8,205.8	-\$259,091.9
9	-\$13,856.6	-\$5,575.7	\$8,280.9	-\$15,378.0	-\$5,575.7	\$8,280.9	-\$250,811.0
10	-\$13,983.0	-\$5,626.9	\$8,356.1	-\$7,021.9	-\$5,626.9	\$8,356.1	-\$242,454.9
11	-\$14,109.4	-\$5,678.2	\$8,431.2	\$1,409.3	-\$5,678.2	8,431.2	-\$234,023.7
12	-\$14,235.8	-\$5,729.4	\$8,506.4	\$9,915.7	-\$5,729.4	\$8,506.4	-\$225,517.3
13	-\$14,362.1	-\$5,780.6	\$8,581.5	\$18,497.2	-\$5,780.6	\$8,581.5	-\$216,935.8
14	-\$14,488.5	-\$5,831.8	\$8,656.7	\$27,153.8	-\$5,831.8	\$8,656.7	-\$208,279.2
15	-\$14,614.9	-\$5,883.1	\$8,731.8	\$35,885.6	-\$5,883.1	\$8,731.8	-\$199,547.4
16	-\$14,741.3	-\$5,934.3	\$8,806.9	\$44,692.6	-\$5,934.3	\$8,806.9	-\$190,740.4
17	-\$14,867.6	-\$5,985.5	\$8,882.1	\$53,574.7	-\$5,985.5	\$8,882.1	-\$181,858.3
18	-\$14,994.0	-\$6,036.8	8,957.2	\$62,531.9	-\$6,036.8	\$8,957.2	-\$172,901.1
19	-\$15,120.4	-\$6,088.0	\$9,032.4	\$71,564.3	-\$6,088.0	\$9,032.4	-\$163,868.7
20	-\$15,246.8	-\$6,139.2	\$9,107.5	\$80,671.8	-\$6,139.2	\$9,107.5	-\$154,761.2
21	-\$15,373.1	-\$6,190.4	\$9,182.7	\$89,854.5	-\$6,190.4	\$9,182.7	-\$145,578.5
22	-\$15,499.5	-\$6,241.7	\$9,257.8	\$99,112.3	-\$6,241.7	\$9,257.8	-\$136,320.7
23	-\$15,625.9	-\$6,292.9	\$9,333.0	\$108,445.3	-\$6,292.9	\$9,333.0	-\$126,987.7
24	-\$15,752.3	-\$6,344.1	\$9,408.1	\$117,853.4	-\$6,344.1	\$9,408.1	-\$117,579.6
25	-\$15,878.6	-\$6,395.4	\$9,483.3	\$127,336.7	-\$6,395.4	\$9,483.3	-\$108,096.3
26	-\$16,005.0	-\$6,446.6	\$9,558.4	\$136,895.1	-\$6,446.6	\$9,558.4	-\$98,537.9
27	-\$16,131.4	-\$6,497.8	\$9,633.6	\$146,528.6	-\$6,497.8	\$9,633.6	-\$88,904.4
28	-\$16,257.8	-\$6,549.0	\$9,708.7	\$156,237.4	-\$6,549.0	\$9,708.7	-\$79,195.6
29	-\$16,384.1	-\$6,600.3	\$9,783.8	\$166,021.2	-\$6,600.3	\$9,783.8	-\$69,411.8
30	-\$16,510.5	-\$6,651.5	\$9,859.0	\$175,880.2	-\$6,651.5	\$9,859.0	-\$59,552.8
31	-\$16,636.9	-\$6,702.7	\$9,934.1	\$185,814.3	-\$6,702.7	\$9,934.1	-\$49,618.7
32	-\$16,763.3	-\$6,754.0	\$10,009.3	\$195,823.6	-\$6,754.0	\$10,009.3	-\$39,609.4
33	-\$16,889.6	-\$6,805.2	\$10,084.4	\$205,908.1	-\$6,805.2	\$10,084.4	-\$29,524.9
34	-\$17,016.0	-\$6,856.4	\$10,159.6	\$216,067.6	-\$6,856.4	\$10,159.6	-\$19,365.4
35	-\$17,142.4	-\$6,907.6	\$10,234.7	226,302.4	-\$6,907.6	\$10,234.7	-\$9,130.6
36	-\$17,268.8	-\$6,958.9	\$10,309.9	\$236,612.2	-\$6,958.9	\$10,309.9	\$1,179.2
37	-\$17,395.1	-\$7,010.1	\$10,385.0	\$246,997.3	-\$7,010.1	\$10,385.0	\$11,564.3
38	-\$17,521.5	-\$7,061.3	\$10,460.2	\$257,457.4	-\$7,061.3	\$10,460.2	22,024.4
39	-\$17,647.9	-\$7,112.6	\$10,535.3	\$267,992.7	-\$7,112.6	\$10,535.3	\$32,559.7
40	-\$17,774.3	-\$7,163.8	\$10,610.5	\$278,603.2	-\$7,163.8	\$10,610.5	\$43,170.2
Total	-\$626,196.6	-\$347,593.4		-\$583,026.4			

Cuadro 4.9: Análisis de costos por tecnología del Escenario 3.

Como se puede apreciar en la tabla 4.9 para el escenario 3, con la tarifa 1E se requieren más años para obtener ganancias a partir de las tecnologías por absorción. Esto se debe principalmente a que la tarifa 1E, comparada con la 1A, presenta mayor subsidio debido a las condiciones climatológicas que se presentan durante el año. Para la máquina térmica de absorción se requieren 11 años para que la máquina se pague por si sola, mientras que el SRSA requiere 36 años para obtener la primera ganancia económica. Por ende, en el estudio a 20 años de vida, la máquina de absorción tiene una ganancia neta de \$80,671.8 pesos, mientras que el SRSA tiene pérdidas de \$-154,761.2 pesos.

4.4.4. Escenario 4. Máquina de Absorción y SRSA vs Minisplit (tarifa 1E DAC)

Finalmente, en el escenario 4 se presenta la comparación de la máquina de absorción y el SRSA respecto al sistema convencional LG para la tarifa 1E DAC. En la tabla 4.10 se presentan los costos obtenidos para cada tecnología.

TARIFA 1E DAC							
Αño	Minisplit LG	Máquina Absorción	B-A	Diferencia	SRSA	C-A	Diferencia
ліо	(A)	(B)	D-A	acumulada	(C)	C-A	acumulada
0	-\$13,799.0	-\$101,000.0	-\$87,201.0	-\$87,201.0	-\$336,433.0	-\$322,634.0	-\$322,634.0
1	-\$19,270.9	-\$10,010.2	\$9,260.7	-\$77,940.3	-\$10,010.2	\$9,260.7	-\$313,373.3
2	-\$19,729.0	-\$10,267.5	\$9,461.4	-\$68,478.9	-\$10,267.5	\$9,461.4	-\$303,911.9
3	-\$20,187.0	-\$10,524.8	\$9,662.2	-\$58,816.7	-\$10,524.8	\$9,662.2	-\$294,249.7
4	-\$20,645.1	-\$10,782.2	\$9,863.0	-\$48,953.7	-\$10,782.2	\$9,863.0	-\$284,386.7
5	-\$21,103.2	-\$11,039.5	\$10,063.7	-\$38,890.0	-\$11,039.5	\$10,063.7	-\$274,323.0
6	-\$21,561.3	-\$11,296.8	\$10,264.5	-\$28,625.5	-\$11,296.8	\$10,264.5	-\$264,058.5
7	-\$22,019.3	-\$11,554.1	\$10,465.2	-\$18,160.3	-\$11,554.1	\$10,465.2	-\$253,593.3
8	-\$22,477.4	-\$11,811.4	\$10,666.0	-\$7,494.3	-\$11,811.4	\$10,666.0	-\$242,927.3
9	-\$22,935.5	-\$12,068.7	\$10,866.7	\$3,372.5	-\$12,068.7	\$10,866.7	-\$232,060.5
10	-\$23,393.6	-\$12,326.1	\$11,067.5	\$14,440.0	-\$12,326.1	\$11,067.5	-\$220,993.0
11	-\$23,851.6	-\$12,583.4	\$11,268.3	\$25,708.2	-\$12,583.4	\$11,268.3	-\$209,724.8
12	-\$24,309.7	-\$12,840.7	\$11,469.0	\$37,177.2	-\$12,840.7	\$11,469.0	-\$198,255.8
13	-\$24,767.8	-\$13,098.0	\$11,669.8	\$48,847.0	-\$13,098.0	\$11,669.8	-\$186,586.0
14	-\$25,225.9	-\$13,355.3	\$11,870.5	\$60,717.5	-\$13,355.3	\$11,870.5	-\$174,715.5
15	-\$25,683.9	-\$13,612.7	\$12,071.3	\$72,788.8	-\$13,612.7	\$12,071.3	-\$162,644.2
16	-\$26,142.0	-\$13,870.0	\$12,272.0	\$85,060.8	-\$13,870.0	\$12,272.0	-\$150,372.2
17	-\$26,600.1	-\$14,127.3	\$12,472.8	\$97,533.6	-\$14,127.3	\$12,472.8	-\$137,899.4
18	-\$27,058.2	-\$14,384.6	\$12,673.5	\$110,207.2	-\$14,384.6	\$12,673.5	-\$125,225.8
19	-\$27,516.2	-\$14,641.9	\$12,874.3	\$123,081.5	-\$14,641.9	\$12,874.3	-\$112,351.5
20	-\$27,974.3	-\$14,899.2	\$13,075.1	\$136,156.5	-\$14,899.2	\$13,075.1	-\$99,276.5
21	-\$28,432.4	-\$15,156.6	\$13,275.8	\$149,432.4	-\$15,156.6	\$13,275.8	-\$86,000.6
22	-\$28,890.4	-\$15,413.9	\$13,476.6	\$162,908.9	-\$15,413.9	\$13,476.6	-\$72,524.1
23	-\$29,348.5	-\$15,671.2	\$13,677.3	\$176,586.3	-\$15,671.2	\$13,677.3	-\$58,846.7
24	-\$29,806.6	-\$15,928.5	\$13,878.1	\$190,464.3	-\$15,928.5	\$13,878.1	-\$44,968.7
25	-\$30,264.7	-\$16,185.8	\$14,078.8	\$204,543.2	-\$16,185.8	\$14,078.8	-\$30,889.8
26	-\$30,722.7	-\$16,443.1	\$14,279.6	\$218,822.8	-\$16,443.1	\$14,279.6	-\$16,610.2
27	-\$31,180.8	-\$16,700.5	\$14,480.4	\$233,303.1	-\$16,700.5	\$14,480.4	-\$2,129.9
28	-\$31,638.9	-\$16,957.8	\$14,681.1	\$247,984.2	-\$16,957.8	\$14,681.1	\$12,551.2
29	-\$32,097.0	-\$17,215.1	\$14,881.9	\$262,866.1	-\$17,215.1	\$14,881.9	\$27,433.1
30	-\$32,555.0	-\$17,472.4	\$15,082.6	\$277,948.7	-\$17,472.4	\$15,082.6	\$42,515.7
Total	-\$791,188.0	-\$513,239.3		-\$748,672.3			

Cuadro 4.10: Análisis de costos por tecnología del Escenario 4.

En la tabla 4.10 del escenario 4, se puede ver que se necesitan 9 años para

que la máquina térmica de absorción obtenga sus primeras ganancias, mientras que el SRSA requiere 28 años. De esta manera se puede determinar que para el análisis de 20 años de vida, la máquina de absorción tiene una ganancia neta de \$136,156.5 pesos, mientras que el SRSA tiene pérdidas de \$-99,276.5 pesos.

4.4.5. Conclusiones

Para concluir con la parte de comparación entre sistemas de los 4 escenarios energéticos, en la figura 4.24 se muestran las ganancias o pérdidas económicas de la máquina térmica de absorción y el SRSA frente al sistema convencional de enfriamiento para un tiempo de vida útil de 20 años.



Figura 4.24: Ganancias y pérdidas económicas tarifa.

Como se puede ver en la figura 4.24, y como parte del análisis comparativo entre tecnologías, se puede deducir que la máquina térmica de absorción es rentable para todas las tarifas propuestas para un tiempo de vida útil de 20 años. Es evidente que en la tarifa 1A se obtengan más ganancias que donde se aplica la tarifa 1E. Esto se debe principalmente a que la tarifa 1E presenta mayor subsidio en el costo por kWh consumido (ver tabla 4.6) debido a las extremas condiciones climatológicas que se tienen durante el año. Además, la tecnología es más rentable para los casos con tarifa DAC debido a que el costo por kWh consumido se incrementa bastante, de tal manera que se obtiene una tasa de retorno a la inversión inicial más rápido y a 20 años se obtienen más ganancias.

Por su parte, el SRSA presenta un escenario adverso en la mayoría de las tarifas propuestas. A excepción de la tarifa 1A DAC donde si es rentable, para el resto de las tarifas se obtienen pérdidas económicas. Esto se debe principalmente a que el ahorro energético no es suficiente para alcanzar a pagar el costo inicial de la tecnología de \$336,433.0 pesos. Por lo tanto, para que la tecnología solar pueda ser competente es necesario que se eliminen en su totalidad o en algún porcentaje los subsidios a la energía eléctrica, o bien, que se den subsidios a la energía solar.

Además del aspecto económico, el aspecto ambiental es de vital importancia para el cuidado de nuestro planeta y las generaciones futuras. El menor consumo energético de los sistemas de absorción es una ventaja con respecto a los sistemas convencionales que conlleva a minimizar las emisiones de CO_2 generadas por la quema de combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica. Por lo tanto, es de vital importancia optimizar los sistemas de absorción, desarrollar prototipos de menor tamaño, que sean más eficientes y más económicos para que las tasas de retorno de las inversiones iniciales sean cada vez menores y la tecnología pueda ser competente.

4.4. Estudio económico-energético del sistema de refrigeración solar

Capítulo 5

Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH₃-LiNO₃

5.1. Introducción

Aunque en las últimas décadas los sistemas de enfriamiento por absorción han cobrado gran relevancia, es un hecho que su introducción en el mercado ha sido todavía muy pobre debido a varios factores, entre los que destaca su baja eficiencia y elevado costo en comparación con los sistemas convencionales de compresión. Por lo anterior, uno de los campos de investigación más importantes para el desarrollo de los sistemas de absorción consiste en el desarrollo de nuevos componentes que sean más eficientes, compactos y de menor costo. Sin embargo, para el desarrollo de nuevos de componentes es de vital importancia conocer las propiedades termodinámicas y correlaciones de coeficientes de transferencia de calor de la mezcla de trabajo.

Aunado a lo anterior, el generador y absorbedor son los componentes clave para mejorar la eficiencia general de un sistema de refrigeración por absorción [123] y de los de mayor complejidad debido a que en ellos se presentan fenómenos de transferencia de calor y masa acoplada, que depende de las propiedades del fluido (solución refrigerante-absorbente), aunado al flujo en dos fases, la geometría del intercambiador de calor y diversos parámetros de operación. Todo lo anterior hace que sea difícil analizar cuantitativamente a los generadores y absorbedores de película descendente. Por lo mencionado anteriormente, en este capítulo se pondrá especial énfasis en la determinación experimental de los coeficientes globales de transferencia de calor de la película descendente de la solución NH_3 -LiNO₃, así como la obtención de correlaciones matemáticas semi-empíricas del generador y absorbedor, equipos críticos del sistema del SRSA. En la figura 5.1 se puede apreciar un diagrama esquemático de ambos componentes.





Como se puede ver en la figura 5.1 y usando la analogía de resistencia térmica [2], se puede apreciar que existen tres resistencias de transferencia de calor importantes: el agua que va por el interior del tubo del serpentín helicoidal, la resistencia por conducción del tubo (en este caso de acero al carbono) y la película descendente de la solución NH_3 -LiNO₃. La determinación del coeficiente global de transferencia de calor U considera las tres resistencias, tal como se aprecia en la figura 5.2.

En las siguientes secciones se presentará el procedimiento experimental y los modelos matemáticos para calcular las resistencias térmicas que conforman Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH₃-LiNO₃



Figura 5.2: Esquema de resistencia térmica.

el coeficiente global de transferencia de calor del generador y absorbedor del SRSA. Es importante mencionar, que partiendo de este estudio experimental se puedan obtener coeficientes de transferencia de calor más confiables que puedan ser utilizados en el diseño de generadores y absorbedores para sistemas de refrigeración por absorción.

5.2. Procedimiento experimental

En este apartado se explicará la metodología experimental que se llevó a cabo para determinar los coeficientes convectivos de la película descendente en el generador y absorbedor del SRSA.

5.2.1. Descripción general del sistema

En el generador, la transferencia de calor se lleva a cabo debido a las interacciones entre las corrientes de agua caliente y película descendente de la solución NH₃-LiNO₃, tal como se apreciar en el diagrama esquemático del SRSA de la figura 5.3. La solución con alta concentración en amoniaco se bombea por la parte superior del generador (4), llega a un distribuidor y por medio de goteo forma una película descendente en la superficie exterior del serpentín helicoidal. Por su parte, el agua caliente se suministra (A3) por dentro del serpentín helicoidal para ceder energía térmica al sistema. Debido a que la solución recibe calor, esta comienza a hervir y parte del refrigerante que va en la mezcla se evapora y sale del generador (8). El refrigerante se condensa (9), expande (10) y evapora (11) para posteriormente pasar al absorbedor. La solución con baja concentración de refrigerante que sale por el fondo del generador (5) regresa con alta temperatura, por lo que cede calor en el intercambiador de calor de la solución (6), se estrangula (7) y posteriormente se manda al absorbedor en donde nuevamente recupera el amoniaco proveniente del evaporador (11).



Figura 5.3: Diagrama esquemático del SRSA experimental.

En cuanto al absorbedor, la transferencia de calor se lleva a cabo debido a las interacciones entre las corrientes del agua de enfriamiento y película descendente de la solución NH_3 -LiNO₃. Al igual que en el generador, la solución se bombea por la parte superior del componente (7), llega a un distribuidor y por medio de goteo forma una película descendente en la superficie exterior del serpentín helicoidal. El agua de enfriamiento que se suministra por dentro del serpentín helicoidal, entra (A5) y sale (A7) del equipo disipando energía térmica para favorecer el proceso de absorción de amoniaco. De esta manera se obtiene como resultado

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3

una solución con alta concentración de refrigerante (1). Finalmente, la mezcla con alta concentración en refrigerante que se obtiene en el absorbedor se bombea nuevamente hasta el generador para reiniciar el ciclo termodinámico (4).

Para determinar los coeficientes de transferencia de calor de la mezcla NH_3 -Li- NO_3 en el generador y absorbedor es necesario cuantificar algunas propiedades termodinámicas mediante diversos instrumentos de medición, los cuales se colocaron de manera estratégica (entrada y salida de los componentes para mantener los balances de energía individuales y globales). Todos los instrumentos de medición fueron calibrados usando sensores patrón certificados. La distribución de los sensores se muestra en el Capítulo 3 en la figura 3.15.

5.2.2. Descripción de las secciones de estudio

Las secciones de estudio (generador y absorbedor) consisten básicamente de un serpentín helicoidal, un distribuidor de solución y una coraza como se muestra en la figura 5.4. La coraza de ambos componentes está hecha de acero con un diámetro nominal de 254 mm. Dentro de la coraza, en la parte superior está colocado un distribuidor con forma de dona, el cual distribuye la solución de NH_3 -LiNO₃ en forma de gotas sobre el serpentín helicoidal para formar la película descendente. Tanto el distribuidor como el serpentín helicoidal están hechos de acero inoxidable con un diámetro de 200 mm. En el generador se suministra agua caliente presurizada entre 80 y 105 °C para calentar la película descendente de la solución, mientras que en el absorbedor se suministra agua de enfriamiento de entre 20 y 36 °C para llevar a cabo el proceso de absorción de vapor. Las especificaciones de las secciones de estudio se encuentran en la Tabla 5.1.

Equipos	Generador	Absorbedor
Altura total	625.5 mm	774.7 mm
Diámetro nominal de la coraza	254 mm	254 mm
Diámetro del distribuidor	200 mm	200 mm
Diámetro interno del serpentín helicoidal (d _i)	25.4 mm	$25.4 \mathrm{~mm}$
Diámetro de curvatura del serpentín helicoidal (D _c)	200 mm	200 mm
Diámetro de entrada de solución	25.4 mm	$25.4 \mathrm{~mm}$
Diámetro de salida de solución	12.7 mm	12.7 mm
Diámetro de entrada y salida de agua	25.4 mm	25.4 mm
Número de espiras del serpentín helicoidal	18	21

Cuadro 5.1: Especificaciones de las secciones de estudio.



Figura 5.4: Diagrama esquemático de los componentes del generador y absorbedor del SRSA.

5.2.3. Instrumentación y procedimiento experimental

En el generador, el calor suministrado proviene de un sistema auxiliar de calefacción Chromalox, que consiste en una resistencia eléctrica Hubbell (modelo V624R-XX) de 24 kW de potencia y 6 gal de capacidad. La resistencia eléctrica calienta el agua y se almacena en un tanque con aislamiento térmico de 650 l de capacidad. Por su parte, en el absorbedor se utiliza un sistema auxiliar de enfriamiento Transfer Marker de la serie MCHA. En ambos sistemas auxiliares se tienen tableros de control para establecer condiciones específicas de operación en el SRSA.

En la tabla 5.2 se muestran los rangos de operación de los parámetros usados durante las pruebas experimentales: temperaturas de entrada y salida del agua de calentamiento (T_{hwi} y T_{hwo}), temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento (T_{cwi} y T_{cwo}), temperaturas de entrada y salida de la solución en el generador (T_{sig} y T_{sog}), temperaturas de entrada y salida de la solución en el absorbedor (T_{sia} y T_{soa}), temperatura del refrigerante a la salida del generador (T_{rg}), temperatura del refrigerante a la entrada del absorbedor (T_{ra}), flujo másico del agua de calentamiento (\dot{m}_{hw}), flujo másico del agua de enfriamiento (\dot{m}_{cw}), flujo másico de la solución que se bombea al generador (\dot{m}_{sg}), flujo másico de la solución de entrada de la solución en generador (\dot{m}_{sg}), flujo másico de la solución que retorna al absorbedor (\dot{m}_{sa}), flujo másico de refrigerante (\dot{m}_{r}), concentración de entrada de la solución en generador y absorbedor (X_G , y X_A),

presiones de la coraza en generador y absorbedor (P_G y P_A) y flujo de calor (q).

Cuadro 5.2: Rangos de los parámetros de operación durante la evaluación experimental.

Variable	Parámetro	Rango
T _{hwi}	temperatura de entrada del agua de calentamiento (°C)	80 -105
$T_{\rm hwo}$	temperatura de salida del agua de calentamiento (°C)	75 -101
T_{cwi}	temperatura de entrada del agua de enfriamiento (°C)	18 - 36
T_{sig}	temperatura de entrada de la solución en el generador (°C)	43 - 63
T_{sog}	temperatura de salida de la solución en el generador (°C)	76 - 95
T_{sia}	temperatura de entrada de la solución en el absorbedor (°C)	35 - 51
T_{soa}	temperatura de salida de la solución en el absorbedor (°C)	25 - 41
T_{rg}	temperatura del refrigerante a la salida del generador (°C)	66 - 85
T_{ra}	temperatura del refrigerante a la entrada del absorbedor (°C)	10 - 32
$\dot{m}_{ m hw}$	flujo másico del agua de calentamiento (kg/min)	14 - 21.5
$\dot{m}_{ m cw}$	flujo másico del agua de enfriamiento (kg/min)	4 - 20.2
$\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{sg}}$	flujo másico de la solución que entra al generador (kg/min)	0.78 - 1.25
\dot{m}_{sa}	flujo másico de la solución que retorna al absorbedor (kg/min)	0.55 - 0.99
$\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{r}}$	flujo másico de refrigerante producido (kg/min)	0.06 - 0.13
X_{G}	concentración de entrada de la solución en generador (%)	57.1 - 64.0
X _A	concentración de entrada de la solución en absorbedor (%)	49.3 - 52.0
P_{G}	presión en generador (kPa)	1200 - 1700
P _A	presión en absorbedor (kPa)	400 - 700
ġ	flujo de calor (kW/m²)	1.2 - 4.5

Las temperaturas de las corrientes de agua, solución y refrigerante se midieron utilizando sensores RTD-Pt1000 con un error de medición de \pm 0.3 °C. Las presiones se midieron con transductores piezoeléctricos con un error de medición de \pm 1.0%. Los flujos másicos de la solución y refrigerante se midieron con sensores Micro Motion Elite tipo Coriolis con un error de medición de \pm 0.1%. Finalmente, el flujo másico de las corrientes de agua se midieron con flujómetros de propela Cole-Parmer con un error de medición de \pm 1.0%.

Las pruebas experimentales se llevaron a cabo estableciendo una temperatura de calentamiento y una de enfriamiento, el flujo másico de las corrientes auxiliares de agua y un flujo másico para la solución que se bombea al generador. De tal manera que se hicieron barridos hasta completar el espectro de condiciones de operación mostrados en la tabla 5.2. Las condiciones de operación que se eligieron son representativas de las condiciones de trabajo de generadores y absorbedores de máquinas de absorción de simple efecto. Después de un proceso de estabilización inicial, cada condición de operación se evalúa durante de 1 hora de estado estacionario. Los sensores de temperatura, presión y flujo másico se conectan a un sistema de adquisición de datos de HP y los datos medidos se

5.2. Procedimiento experimental

registran cada 10 segundos en un programa desarrollado con el software Agilent VEE Pro 9.3.

Es importante mencionar que siempre se deben mantener los mismos niveles de solución en generador y absorbedor para considerar que existe un estado de equilibrio termodinámico en el sistema. Es decir, se absorbe la misma cantidad de refrigerante que se produce. El nivel de la solución puede ser controlado por medios visuales a través de las mirilla de inspección, como se puede ver en la figura 5.5.



(a) Generador

(b) Absorbedor

Figura 5.5: Control de niveles de la solución NH_3 -Li NO_3 a través de mirillas en (a) generador y (b) absorbedor.

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3

5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

5.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor U

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia "R" y expresar la velocidad de transferencia de calor entre los dos fluidos a partir de la siguiente ecuación [[125], [116]]:

$$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{U}\mathbf{A}\Delta\mathbf{T} = \mathbf{U}\mathbf{A}_{i}\Delta\mathbf{T} = \mathbf{U}\mathbf{A}_{o}\Delta\mathbf{T} = \frac{\Delta\mathbf{T}}{\mathbf{R}},$$
 (5.1)

en donde U es el coeficiente global de transferencia de calor y puede ser calculado como:

$$U_{o} = \frac{\dot{Q}}{A_{o}\Delta T_{lm}} = \frac{\dot{m}_{hw}Cp_{hw}(T_{hwo} - T_{hwi})}{A_{o}\Delta T_{lm}}, \tag{5.2}$$

Donde $A_o = \pi d_o L$ y el ΔT_{lm} representa la diferencia de temperatura media logarítmica, la cual se expresa como [126]:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)},$$
(5.3)

la ecuación 5.3 está considerada para flujo a contracorriente, la T_{hi} y T_{ho} representan la entrada y salida respectivamente del fluido caliente, mientras que T_{ci} y T_{co} representan la entrada y salida respectivamente del fluido frío. Para intercambiadores de calor tubulares, limpios y sin aletas, el coeficiente global de transferencia de calor está dado por:

$$U_{o}A_{o} = U_{i}A_{i} = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{h_{i}A_{i}} + \frac{\ln(d_{o}/d_{i})}{2\pi ke} + \frac{1}{h_{o}A_{o}}}}$$
(5.4)
5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

En aplicaciones de intercambiadores de calor, el coeficiente global de transferencia de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre la cual se basa (debido a que $A_i \neq A_o$), donde U es comúnmente basado en el área superficial exterior [116]. Por lo tanto, la ecuación 5.4 puede ser representada en términos del área superficial exterior como:

$$U_{o} = \frac{1}{\frac{A_{o}}{h_{i}A_{i}} + A_{o}\frac{\ln(d_{o}/d_{i})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{o}}}$$
(5.5)

los coeficientes convectivos de transferencia de calor, el agua que va dentro del serpentín (h_i) y la solución NH_3 -LiNO₃ del lado de la coraza (h_o), se pueden determinar aplicando las correlaciones semi-empíricas que se muestran a continuación.

5.3.2. Resistencia térmica del agua (h_i)

Las fuerzas centrífugas en un fluido que pasa a través de un serpentín helicoidal causan flujos secundarios que circulan hacia el exterior en la región del núcleo de la tubería para formar un par de vórtices simétricos [127], tal como se muestra en la figura 5.6.



Figura 5.6: Flujos secundarios en un serpentín helicoidal.

La combinación de los flujos principales y secundarios crea un patrón de flujo en el que la velocidad máxima se desplaza hacia fuera desde el centro del tubo. El flujo secundario produce un transporte transversal del fluido sobre la sección transversal de la tubería. Este transporte convectivo adicional aumenta la transferencia de calor y la caída de presión cuando se compara a la de un tubo recto. Las diferencias son particularmente evidentes en flujos laminares.

En esta sección se muestran las principales ecuaciones que gobiernan la transferencia de calor en un serpentín helicoidal para el fluido interno. Para calcular el coeficiente h_i , se utiliza la metodología propuesta por Shah y Joshi [128], la cual requiere de algunos parámetros que se muestran a continuación:

Número de Reynolds crítico: la transición del flujo laminar a turbulento es determinado por el número de Reynolds crítico (Re_{crit}). Después de una revisión extensa en la literatura, se recomienda calcular el Re_{crit} de la siguiente manera [129]:

$$\operatorname{Re}_{\operatorname{crit}} = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{d}{D_{C} \left[1 + \left(\frac{b}{\pi D_{C}} \right)^{2} \right]} \right) \right]$$
(5.6)

donde d es el diámetro interno del tubo, D_C es el diámetro de curvatura del serpentín helicoidal, b es la distancia entre espira y espira del serpentín, tal como se muestra en la figura 5.7:



Figura 5.7: Esquema de un serpentín helicoidal.

Número de Reynolds: este parámetro adimensional comparado con el Re_{crit} determina si el flujo es laminar o turbulento. Es decir, si Re < Re_{crit} se considera

que se tiene un flujo laminar, mientras que si Re >Re_{crit} el flujo se considera turbulento. El Re se calcula de la siguiente manera:

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho_{i} \mathbf{d}_{i} \mathbf{V}_{i}}{\mu_{i}}$$
(5.7)

donde ρ_i , V_i , y μ_i son la densidad, velocidad y viscosidad del fluido interno (agua) respectivamente, d_i es el diámetro interno del tubo del serpentín.

Número de Nusselt: Varios estudios teóricos y experimentales han obtenido números de Nusselt para el flujo a través de un serpentín helicoidal, sujeta a la siguiente condición de frontera: flujo de calor constante en la pared, con la temperatura de la pared circunferencial constante y flujo de calor constante en la pared axial. Manlapaz y Churchill [130] obtuvieron la siguiente ecuación para flujo laminar:

$$Nu_{L} = \left[\left(\frac{48}{11} + \frac{51/11}{1 + \frac{1342}{PrHe^{2}}} \right)^{3} + 1.816 \left(\frac{He}{1 + \frac{1.15}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3},$$
(5.8)

$$He = \frac{Dn}{\left[1 + \left(\frac{b}{2\pi(d/2)}\right)^2\right]^{1/2}},$$
(5.9)

$$Dn = Re\left(\frac{d}{D_C}\right)^{1/2},$$
(5.10)

donde Pr es el número de Prandtl, Dn el número de Dean y He es el número helicoidal.

Por su parte, la correlación que más se utiliza para flujo turbulento (debido a su extenso rango de aplicación) es la que propuso Schmidt [129], tal como se define a continuación:

$$Nu_{T} = 0.023 \left[1.0 + 3.6 \left(1 - \left(\frac{d}{D_{C}} \right) \left(\frac{d}{D_{C}} \right)^{0.8} \right) \right] Re^{0.8} Pr^{1/3}, \tag{5.11}$$

la ecuación de Schmidt es válida para los siguientes rangos de operación, $2x10^4$ <Re <1.5 $x10^5$ y 5 <D_C/d <84. Se ha confirmado que para Re >10⁴, los valores calculados para el agua con la ecuación 5.11 tienen un error de ±10% de desviación con respecto a los datos experimentales [128]. Si se toma en cuenta el error asociado con la corriente del agua para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la solución con la ecuación 5.5, se obtiene una propagación del error de ± 0.36% de desviación. Los errores de desviación bajos se deben a que la resistencia térmica limitante en el serpentín helicoidal se encuentra en el lado de la solución. Por lo tanto, los errores que se obtienen con las ecuaciones en el lado del agua se pueden considerar despreciables. Finalmente, el coeficiente convectivo de calor se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$h_i = \frac{Nuk}{d_i}, \tag{5.12}$$

La ecuación 5.12 sirve para calcular el coeficiente convectivo del agua de enfriamiento en el absorbedor o del agua de calentamiento en el generador. Con las ecuaciones 5.1 a 5.12 se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor de la película descendente (h_o) para la solución que fluye por la superficie del serpentín helicoidal.

5.3.3. Resistencia térmica de la solución NH_3 -LiNO₃ (h_o)

El generador y absorbedor son los componentes clave para mejorar la eficiencia general de un sistema de refrigeración por absorción. Sin embargo, hasta la fecha, todavía no hay ecuaciones de modelado disponibles [123]. La transferencia de calor y masa acoplada, que depende de las propiedades del fluido, la geometría del intercambiador de calor y diversos parámetros de operación hacen que sea difícil analizar cuantitativamente a los generadores y absorbedores de película descendente.

En esta sección se describen los principales modelos matemáticos que se pueden utilizar para el cálculo del coeficiente convectivo de calor del lado de la solución, h_0 . Los modelos matemáticos se clasifican en dos partes, la primera

enfocada en el generador y la segunda en el absorbedor.

5.3.3.1. Coeficientes de transferencia de calor en el generador

Básicamente existen dos tipos de generadores de vapor: los generadores en los que la superficie caliente está sumergida en un líquido y se denominan como ebullición estancada, y los generadores en donde el líquido es bombeado a través de una superficie caliente, un tipo particular de estos últimos, son los de película descendente en donde el líquido se alimenta por la parte superior de los tubos ya sea verticales u horizontales y se deja caer a lo largo de la superficie de las paredes en forma de película [[131], [132]].

Partiendo del generador de película descendente que es el intercambiador de calor en estudio, la solución se introduce en un distribuidor especial para esparcir el fluido. El principal problema que se tiene en los intercambiadores de película es la necesidad de distribuir de manera uniforme la solución en todo el área de transferencia de calor, es decir, en toda la superficie del serpentín helicoidal. Después que la solución se distribuye, fluye hacia abajo como una película, idealmente toda la superficie del tubo se humedece. Este proceso requiere un caudal suficiente, expresado como Γ (kg/sm del perímetro del tubo).

Dependiendo de la brecha de temperatura y de las propiedades de la superficie de intercambio (rugosidad, etc.), varios autores [[133]-[136]] han distinguido dos regímenes de ebullición en este tipo de intercambiadores:

- **Ebullición no nucleada:** este régimen toma lugar a diferencias de temperatura bajas (por ejemplo, para agua pura entre 5 y 10 °C [[137], [138]]), aunque el límite de transición no es claramente previsible. En este caso la evaporación toma lugar en la interfaz película-vapor y el h_0 es considerado como una función del patrón de flujo (pero no como una función del flujo de calor o de la diferencia de temperaturas).
- **Ebullición nucleada:** este régimen toma lugar a diferencias de temperaturas mayores a 10 °C, la transición depende del fluido. En este caso, h_o es función del flujo de calor y de la diferencia de temperaturas ΔT . En este régimen, se forman burbujas en sitios de nucleación sobre la superficie de calentamiento y luego se separan atravesando la película líquida hasta llegar al espacio de vapor. En este régimen, incrementando el flujo de calor o la diferencia de temperaturas incrementa el coeficiente de transferencia de calor h_o .

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3

Existen diversos estudios para determinar el coeficiente de transferencia de calor en generadores con distintas geometrías y fluidos de trabajo. Entre los estudios más relevantes relacionados con el presente trabajo están los modelos semi-empíricos en donde el flujo másico de la solución puede ser representado por el número de Reynolds, y la temperatura de la solución puede ser representada por el número de Prandtl [[138]-[140]]. Algunos modelos también toman en cuenta otros parámetros como la calidad del vapor [[141]] o el gradiente de concentraciones y temperaturas que existen entre la solución y vapor circundante [[142]].

Por otra parte, los coeficientes de transferencia de calor convectivos en ebullición forzada para tubos helicoidales pueden ser correlacionados como función de los parámetros Lockhart-Martinelli [[142]-[148]]. Sin embargo, las ecuaciones que solo están en función del parámetro de Lockhart-Martinelli sólo son aplicables cuando la ebullición nucleada ha sido completamente suprimida y, en consecuencia, sólo es aplicable a las últimas etapas de la región de la ebullición. Por lo tanto, su utilidad es muy limitada y no es aplicable para el proceso que se contempla en el generador. Con el fin de ampliar las correlaciones a toda la región de saturación para el lado de la película descendente, se incluye el número de ebullición (Bo) [[149]-[151]] como un medio para calcular el mecanismo de nucleación a calidades bajas.

Además de los modelos anteriormente descritos, existen algunas correlaciones en la literatura que son importantes y calculan el coeficiente de transferencia de calor convectivo en ebullición tomando en cuenta el cambio de fase [[152]-[155]].

Para el intercambiador de calor experimental, el coeficiente de transferencia de calor de la solución h_0 es tratado únicamente como régimen en ebullición nucleada. Esto se debe a que experimentalmente hay brechas de temperatura igual o superior a 20 °C. Para el presente estudio, se analizaron y correlacionaron catorce modelos semi-empíricos obtenidos de la literatura, los cuales se muestran en la tabla 5.3.

De los catorce modelos que se analizaron sólo cuatro presentaron el mejor ajuste respecto a los datos experimentales. Por lo tanto, en esta sección se presentan con mayor detalle los cuatro modelos matemáticos semi-empíricos que pueden correlacionar satisfactoriamente el coeficiente de transferencia de calor en ebullición de la solución NH_3 -LiNO₃ en el generador, los cuales se describen a continuación:

5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

Cuadro 5.3: Estudios experimentales para calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor en la película descendente.

Autores	Ecuación	Geometría/Fluido	
Krupiczka et al. [135]	$\frac{Nu_o}{Nu_z} = 1 + 7.05 x 10^7 (\text{BoKa}^{1/11})$	Tubo vertical/ isopropanol, metanol y agua	
	$Nu_z = 3.8 x 10^{-5} Re^{0.4} Pr^{0.65}$		
V. Patnaik et al. [138]	$\frac{h_o\delta}{k_s}=0.0294 Re^{0.53} Pr^{0.344}$	Tubo recto / agua- bromuro de litio	
Siyoung Jeong et al. [139]	$\mathrm{Nu}_{\mathrm{o}} = 0.0022\mathrm{Re}$ $\mathrm{Nu}_{\mathrm{o}} = rac{\mathrm{h}_{\mathrm{o}}\delta}{\mathrm{k}}$	Coraza y serpentín helicoidal/amoniaco-agua	
J. S. Prost et al. [140]	$h_o = 1.6636 \text{Re}^{-0.25648} \text{Pr}^{0.1592}$	Coraza y tubo / jugo-agua	
Yong Tae Kang et al. [142]	$Nu_{o} = 0.853 \times 10^{-3} Re_L 1.518 Re_V * A$	Intercambiador de calor de placas /amoniaco-agua	
	$A = 0.1759 \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_1}\right) \qquad \left(\frac{\Delta X}{X_1}\right)$		
Zhao et al. [151]	$\frac{h_o}{h_L} = 1.6 \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.74} + 183,000 Bo^{1.46}$	Serpentín helicoidal	
	$h_L = \frac{1}{41} R e^{5/6} P r^{0.4} \left(\frac{d_i}{D} \right)^{1/12} \left(1 + \frac{0.061}{\left(Re(d_i/D)^{2.5} \right)^{1/6}} \right)$	ionzoniai / uguu	
Tarif et al. [156]	$h_o = 28.34 \dot{q}^{0.34} X^{-0.53} \Gamma^{0.2} T_L^{-1.24}$	Coraza y tubo / Agua y soluciones de azúcar	
S. Jani et al. [157]	$Nu_{o} = 0.47628 Re^{0.17725} e^{\cdot 1.04 \times 10^{-8} Re} Pr^{0.10137} * B$ $B = d^{*0.26702} P^{1.1 \times 10^{-2}} e^{8.2 \times 10^{-5}}$	Tubo horizontal y haz de tubos/agua-bromuro de litio	
I. Y. Chen et al. [158]	$Nu_{o} = 0.143 Re^{0.15} Pr^{0.46} D_{o}^{*-0.2} s^{*0.08}$	Evaporador de tubo horizontal/amoniaco y agua	
Kaynakli, Jeffrey [[124], [159]]	$Nu_{o}=0.0614Re^{0.523}Pr^{0.34}$	Coraza y serpentín helicoidal/ agua-bromuro de litio	
Kwon and Jeong [[160]]	$Nu_o = 1.683 x 10^{-4} Re^{0.8672} \tau_v^{0.3018}$	Coraza y serpentín helicoidal/ amoniaco-agua	
Parken et al. [[161]]	$h_o {\left(\frac{\nu^2}{gk^3} \right)^{1/3}} = 0.00082 Re^{0.1} Pr^{0.65} \dot{q}^{0.4}$	Tubo horizontal / agua	
Rivera and Best [[162]]	$\frac{h_o}{h_L} = 25 {\left(\frac{1}{X_{tt}} \right)}^{0.1} Bo^{0.2}$	Tubo vertical /	
	$h_{\rm T} = 0.023 (k/d_{\rm s}) {\rm Re}^{0.8} {\rm Pr}^{0.4}$	amoniaco-nitrato de litio	
Zacarías et al. [[163]]	$Nu_{o} = 11.7 x 10^{4} Fr^{0.21} Pr^{1.19} Bo^{1.21} Ja^{-0.75}$	Intercambiador de calor de placas /amoniaco-nitrato de litio	

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH₃-LiNO₃

Modelo I: Krupiczka et al. [135]. Transferencia de calor para la evaporación de películas líquidas

De acuerdo con las observaciones de Fujita y Ueda, las burbujas de vapor son generadas en la delgada película descendente en forma de domos hemisféricos antes de reventar en la superficie de la película. El número de burbujas reventadas aumenta rápidamente con el incremento del flujo de calor [[128], [150]]. Los estudios experimentales para películas líquidas saturadas muestran que para altos flujos de calor, cuando la ebullición nucleada es desarrollada, el número de Nusselt puede ser correlacionado satisfactoriamente con el número de Kapitza (Ka) y el número de Boiling (Bo) [[135], [137]], tal como se muestra a continuación:

$$\frac{Nu}{Nu_z} = 1 + a_1 Bo^{a_2}, \tag{5.13}$$

donde para Bo >10⁻⁵ (a₁ = 8.1x10⁶ y a₂ = 1.727). Para Bo \leq 10⁻⁵ (a₁ = 0). Una correlación más precisa en donde se incluye el número Ka es:

$$Nu = \frac{h_o \delta}{k_s} = 1 + a_3 (BoKa^{1/11})^{a_4} Nu_z, \tag{5.14}$$

donde para Bo x Ka^{1/11} >10⁻⁶ (a₃ = 7.05×10^7 y a₄ = 1.6). Para Bo x Ka^{1/11} <10⁻⁶ (a₃ = 0). El Nu_z (que representa el Nusselt de la parte líquida donde no hay cambio de fase) propuesto por Chun y Seban [137] se muestra a continuación:

$$Nu_{z} = a_{5}Re_{z}^{a_{6}}Pr^{a_{7}}, \qquad (5.15)$$

donde a_5 , a_6 y a_7 son de 3.8×10^{-3} , 0.4 y 0.65, respectivamente.

5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

Modelo II: Parken et al. [161]. Evaporación para película descendente en tubos horizontales

Parken et. al. [161] presentaron los coeficientes de transferencia de calor de evaporación y ebullición para película descendente de agua fluyendo sobre el exterior de tubos horizontales. Los tubos fueron calentados por medio de una resistencia eléctrica en el rango de 30 a 80 kW/m². Los datos de transferencia de calor fueron obtenidos para condiciones de ebullición y no ebullición correspondiendo al rango de temperaturas de alimentación del agua de 49 a 127 °C y flujos de agua de 0.135 a 0.366 kg/s por metro de longitud por lado de tubo. Finalmente, se obtuvieron correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor promedio para ebullición y no ebullición. Chun y Seban [137] propusieron el coeficiente de transferencia de calor (de no ebullición) para flujo de agua turbulento en película descendente en un tubo vertical como sigue:

$$h_{o}\left(\frac{\nu^{2}}{gk^{3}}\right)^{1/3} = b_{1}Re^{b_{2}}Pr^{b_{3}}, \qquad (5.16)$$

donde b_1 , b_2 y b_3 son constantes empíricas, las cuales tienen valores de 0.042, 0.15 y 0.53 respectivamente.

Por otra parte se encontró que los coeficientes de transferencia de calor en ebullición promedios incrementan con el aumento de la temperatura, flujo másico y flujo de calor. Por consiguiente, la correlación para el coeficiente de transferencia de calor en ebullición queda de la siguiente manera:

$$h_o \bigg(\frac{\nu^2}{gk^3} \bigg)^{1/3} = b_4 R e^{b_5} P r^{b_6} \dot{q}^{b_7}, \eqno(5.17)$$

donde b_4 , b_5 , b_6 y b_7 son constantes empíricas, las cuales obtuvieron valores de 0.00082, 0.10, 0.65 y 0.4 respectivamente. El Re, Pr y \dot{q} se variaron entre 1000-7000, 1.3-3.6 y 30-80 kW/m², respectivamente.

Modelo III: Rivera y Best [162]. Ebullición en convección forzada

Rivera y Best [162] obtuvieron resultados experimentales y propusieron correlaciones para determinar los coeficientes de transferencia de calor en ebullición convectiva forzada para el agua-amoniaco y amoniaco-nitrato de litio. En lo que respecta el amoniaco-nitrato de litio, las correlaciones tuvieron una desviación del $\pm 16\%$ y encontraron que el coeficiente local de transferencia de calor es fuertemente dependiente del Bo. La correlación que obtuvieron se muestra a continuación:

$$\frac{h_{o}}{h_{i}}=c_{1}{\left(\frac{1}{X_{tt}}\right)}^{c_{2}}Bo^{c_{3}}, \tag{5.18}$$

$$h_{i} = c_{4} \frac{k_{s}}{d_{i}} R e_{s}^{c_{5}} P r_{s}^{c_{6}}. \tag{5.19}$$

donde c_1 , c_2 , c_3 , c_4 , c_5 y c_6 obtuvieron valores empíricos de: 25, 0.1, 0.2, 0.023, 0.8 y 0.4, respectivamente. El q, X y Bo se variaron en un rango de: 11.8-16.4 kW/m², 40-48% y 0.8x10⁻³-1.84x10⁻³, respectivamente.

Modelo IV: Zacarías et al. [163]. Correlaciones de transferencia de calor en ebullición para generador de placas planas

Zacarías et al. [163] presentaron un análisis térmico y caídas de presión de una evaluación experimental de un intercambiador de calor de placas (PHE) durante condiciones de ebullición para la solución amoniaco-nitrato de litio. El flujo másico de la solución y la temperatura de salida fueron modificados en rangos de 0.041-0.083 kg/s y 78-95 °C, respectivamente. Coeficientes de transferencia de calor en ebullición y correlaciones para el número de Nusselt fueron obtenidas. Demostraron que el número de Nusselt puede ser correlacionado satisfactoriamente como se muestra a continuación:

$$Nu_{o} = d_{1}Fr^{d_{2}}Pr^{d_{3}}Bo^{d_{4}}Ja^{d_{5}}.$$
 (5.20)

donde d_1 , d_2 , d_3 , d_4 y d_5 presentaron valores empíricos de: 11.7x10⁴, 0.21, 1.19, 1.21 y -0.75, respectivamente.

5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

Los coeficientes a, b, c y d que se presentan en los cuatro modelos matemáticos anteriormente descritos, representan constantes empíricas que adoptan valores según las propiedades de los fluidos, la geometría de la transferencia de calor y las condiciones de operación. Para el presente estudio, el número de Reynolds de la solución se define como:

$$\operatorname{Re}_{s} = \frac{4(\Gamma/2)}{\mu_{s}} = \frac{2\left(\frac{\dot{m}_{s}}{\pi D_{c}}\right)}{\mu_{s}}.$$
(5.21)

5.3.3.2. Coeficientes de transferencia de calor en el absorbedor

En esta sección se describen dos modelos matemáticos semi-empíricos que pueden correlacionar satisfactoriamente el coeficiente de transferencia de calor de la solución en el absorbedor con números adimensionales, los cuales se muestran a continuación:

Modelo I: Seewald y Pérez Blanco [164]. Modelo del área efectiva de mojado

La transferencia de calor en la solución del lado exterior del serpentín helicoidal es muy complicada debido a que el serpentín no tiene mojado superficial completo. Esto es atribuido al comportamiento del goteo y la caída de la película descendente de la solución. Las correlaciones existentes han sido obtenidas para la solución agua-bromuro de litio, las cuales serán usadas como aproximación debido a la ausencia de modelos para amoniaco-nitrato de litio.

Uno de los modelos a considerar fue el que presentó Seewald y Pérez Blanco [164]. El método para la estimar el área efectiva exterior en el serpentín helicoidal del absorbedor se encuentra detallado en las referencias [[159], [164]]. Este consiste en asumir que el área mojada por la disolución es de forma triangular, tal como se puede apreciar en la figura 5.8, con un parámetro "l" representando la longitud característica de área mojada.

Considerando parámetros como el número de sitios en los que se forma una gota en el tubo n, el flujo másico de la solución m_s y el tiempo de distribución a, el desarrollo de ecuaciones resulta en función de "l" tal como se muestra a continuación:



Figura 5.8: Aproximación de área efectiva [159].

$$l = \left(\frac{3\rho_{s}}{32g}\right)^{1/4} \left(\frac{n}{\dot{m}_{s}\mu_{s}}\right)^{1/2} (\pi r_{o}a\sigma)^{3/4}.$$
 (5.22)

Por lo tanto, el área total de mojado para una vuelta del serpentín helicoidal puede ser estimada como:

$$A_{\rm eff} = 2l\pi r_{\rm o}n, \qquad (5.23)$$

mientras que el área superficial interna de una vuelta del serpentín helicoidal se estima como:

$$\mathbf{A}_{\mathbf{i}} = 4\pi^2 \mathbf{r}_{\mathbf{i}} \mathbf{R}. \tag{5.24}$$

Como se mencionó anteriormente, la transferencia de calor ocurre cuando la solución, en forma de película descendente, está en contacto con el serpentín helicoidal. Por lo tanto, el espesor de la película descendente δ , el Re_s y Pr_s de la solución se obtienen de las siguientes ecuaciones:

$$\delta = \left(\frac{6\dot{m}_{\rm s}\mu_{\rm s}}{g\rho_{\rm s}{}^{2}nl}\right)^{1/3},\tag{5.25}$$

$$\operatorname{Re}_{\mathrm{s}} = \delta^3 \left(\frac{\mathrm{g}}{3\nu_{\mathrm{s}}^2}\right),\tag{5.26}$$

5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

$$Pr_{s} = \frac{Cp_{s}\mu_{s}}{k_{s}}, \qquad (5.27)$$

Haciendo uso del Re_s y Pr_s se obtiene un número de Nusselt de la siguiente forma [159]:

$$Nu_{o} = x_{1}Re_{s}^{x_{2}}Pr_{s}^{x_{3}}, (5.28)$$

donde x_1 , x_2 y x_3 son constantes empíricas y para la solución agua-bromuro de litio tienen como valor de ajuste 0.0614, 0.533 y 0.344 respectivamente.

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor de la solución puede ser determinado por la siguiente ecuación [165]:

$$\mathbf{h}_{\mathrm{o}} = \frac{\mathrm{N}\mathbf{u}_{\mathrm{o}}\mathbf{k}_{\mathrm{s}}}{\delta}.$$
 (5.29)

Modelo II: Kwon y Jeong [160]. Modelo del efecto de vapor circundante en la película descendente

La transferencia de calor y masa en la película descendente del absorbedor puede ser influenciada por el movimiento del vapor refrigerante circundante [160]. Se ha encontrado que la transferencia de calor y masa de la película descendente es deteriorada en el flujo a contracorriente si el volumen específico del vapor de la solución es grande. Para el flujo en contracorriente, la alta velocidad del vapor debido al volumen específico grande parece causar una distribución desfavorable de película descendente y reduce el rendimiento de la transferencia de calor y masa del absorbedor. El efecto de la dirección del flujo de vapor decrece con el aumento de la concentración de la solución de amoniaco, ya que el volumen específico del vapor de amoniaco el cual está en equilibrio con la solución se hace más pequeño y la velocidad del vapor disminuye.

Partiendo de lo mencionado anteriormente, para calcular el h_o , es necesario conocer el esfuerzo cortante local o promedio que actúa en el límite del vapor para calcular el coeficiente de transferencia de calor local o promedio a velocidades de vapor altas [166]. El esfuerzo cortante local o promedio esta dado por la siguiente ecuación:

$$\tau_{\rm v} = \frac{F^*}{8} \rho_{\rm v} {V_{\rm v}}^2. \tag{5.30}$$

El coeficiente de fricción durante la absorción difiere del coeficiente sin absorción por un factor E, es decir:

$$F^* = EF.$$
 (5.31)

Tomando la teoría de película [167], el facto E puede ser dado como sigue:

$$\mathbf{E} = \frac{\Psi}{\exp(\Psi) - 1},\tag{5.32}$$

donde:

$$\Psi = -abs\left(\frac{\dot{m}_{v}}{\frac{F}{8}\rho_{v}V_{v}}\right). \tag{5.33}$$

El esfuerzo cortante adimensional puede ser definido como:

$$\tau_{\mathbf{v}}^{*} = \frac{\tau_{\mathbf{v}}}{\mathbf{g}\rho_{\mathbf{s}}\left(1 - \frac{\rho_{\mathbf{v}}}{\rho_{\mathbf{s}}}\right)\delta},\tag{5.34}$$

donde:

$$\delta = \left(\frac{\nu^2}{g}\right)^{1/3},\tag{5.35}$$

Para el flujo en contracorriente, se impone un límite de velocidad del vapor por el punto de inundación. La velocidad del vapor en inundación se da como sigue: 5.3. Resistencias térmicas que conforman el coeficiente global de transferencia de calor U

$$V_{V,fp} = \frac{\left[g\sigma(\rho_{s} - \rho_{v})\right]^{1/4}}{\rho_{v}^{1/2}} \left[\frac{0.286}{\left(1 + \frac{\mu_{s}}{\mu_{H_{2}O}}\right)^{0.18}} \left[\frac{d^{2}(\rho_{s} - \rho_{v})g}{\sigma}\right]^{0.26}\right] \left[\frac{V_{ls}g^{0.25}(\rho_{s} - \rho_{v})^{0.75}d}{4\sigma^{0.75}}\right]^{-0.22}$$
(5.36)

Se considera flujo a contracorriente si $V_v < V_{v,fp}$.

La cantidad total de solución que gotea en la parte superior del serpentín helicoidal se divide en dos corrientes de flujo iguales que fluyen por la parte interna y externa. Se supone que las tasas de flujo en ambas corrientes son iguales, por lo tanto, el número de Reynolds de la solución se define como:

$$\operatorname{Re}_{s} = \frac{4(\Gamma/2)}{\mu_{s}},\tag{5.37}$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor de película en la superficie exterior del serpentín puede ser expresado en la forma adimensional:

$$Nu_o = f(Re_s, \tau_v^*).$$
 (5.38)

Para flujo paralelo:

$$Nu_{o} = y_{1} Re_{s}^{y_{2}} \tau_{v}^{*y_{3}}.$$
 (5.39)

Para flujo a contracorriente:

$$Nu_{o} = y_{4} Re_{s}^{y_{5}} \tau_{v}^{*y_{6}}.$$
 (5.40)

donde para flujo paralelo, y_1 , y_2 e y_3 son: 1.975×10^{-3} , 0.6895 y 0.0249, respectivamente. Por su parte, para flujo a contracorriente y_4 , y_5 e y_6 son: 1.683×10^{-4} , 0.8672 y 0.3018, respectivamente.

5.4. Obtención de correlaciones para h_o en generador y absorbedor

Es sabido que en las pruebas experimentales existen dificultades prácticas en la medición directa de la temperatura de la superficie del serpentín helicoidal durante la generación y absorción del vapor. Por lo tanto, siempre se prefieren las técnicas indirectas en la determinación del coeficiente de transferencia de calor. En esta sección se muestran: la técnica indirecta de Wilson para la determinación de coeficientes de transferencia de calor, el ajuste de coeficientes y obtención de correlaciones que se ajusten mejor a los datos experimentales, y las tendencias experimentales que se obtuvieron en el SRSA.

5.4.1. Método gráfico de Wilson modificado

El método gráfico de Wilson fue desarrollado en 1915 para evaluar los coeficientes de convección en condensadores de coraza y tubos [168]. El método se desarrolló para el caso de condensación del vapor por la parte exterior de los tubos y un líquido frío en el interior. El método gráfico de Wilson se basa en separar la resistencia térmica global en la resistencia térmica convectiva interna y las restantes resistencias térmicas que participan en el proceso de transferencia de calor. Por lo tanto, el método original de Wilson se podría aplicar a los procesos de transferencia de calor por convección cuando la resistencia térmica proporcionada por uno de los fluidos se mantiene constante, mientras se varía el flujo másico del otro fluido dentro de un rango adecuado del flujo turbulento completamente desarrollado.

Por su parte en el método gráfico de Wilson modificado, en general, si el coeficiente convectivo de uno de los fluidos (líquido A) varía, la resistencia térmica convectiva proporcionado por el otro fluido (líquido B) se altera debido a que las temperaturas de la superficie cambian, y como consecuencia, las propiedades del fluido cambiarán. Una modificación importante en el método gráfico de Wilson se ha contemplado para evitar la consideración de una resistencia térmica constante para uno de los fluidos. Esta modificación consiste en la formulación de una forma funcional para el coeficiente de convección para el fluido (fluido B), en lugar de una resistencia térmica constante.

La ecuación modificada absorberá la variación de la temperatura de la superficie y comprenderá un coeficiente desconocido. En este sentido, el método gráfico de Wilson modificado prevé el cálculo de dos constantes añadidas en la forma general; ambas constantes se relacionan con los coeficientes convectivos de ambos fluidos [169]. En este sentido, reorganizando la ecuación 5.5 para determinar las dos constantes, considerando las formas funcionales para los coeficientes convectivos de los dos fluidos, tenemos la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_{o}} = \frac{A_{o}}{h_{i}A_{i}} \cdot \frac{1}{C_{1}} + A_{o}\frac{\ln(d_{o}/d_{i})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{o}} \cdot \frac{1}{C_{o}}$$
(5.41)

Es importante mencionar que C_i y C_o son valores que se obtienen por el método gráfico de Wilson, el cual constituye una técnica adecuada para estimar los coeficientes convectivos. De esta manera se evitan las mediciones directas de la temperatura de la superficie y por ende, se eliminan las perturbaciones del flujo del fluido y la transferencia de calor que se introducen al intentar medir esas temperaturas. Reordenando los términos en la ecuación 5.41 se obtiene:

$$\left(\frac{1}{U_{o}} - A_{o}\frac{\ln(d_{o}/d_{i})}{2\pi kL}\right)h_{o} = \frac{1}{C_{1}}\frac{h_{o}A_{o}}{h_{i}A_{i}} + \frac{1}{C_{o}}.$$
(5.42)

La ecuación 5.42 exhibe una forma lineal simple donde la pendiente se representa como $1/C_i$ y la ordenada al origen $1/C_o$.

$$Y = \left(\frac{1}{C_1}\right)X + \frac{1}{C_o}.$$
(5.43)

La pendiente y ordenada al origen de cada modelo sirven para ajustar y determinar los coeficientes convectivos de transferencia de calor de los fluidos involucrados, en este caso, la película descendente de la solución NH_3 -Li NO_3 y el agua.

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3

5.4.2. Simulación y ajuste de modelos matemáticos para determinar h_0 en el absorbedor y generador

En esta sección se muestran las correlaciones ajustadas del generador y absorbedor partiendo de las ecuaciones mostradas anteriormente en la sección 5.3.3. La determinación de los coeficientes "a", "b", "c" y "d" para el generador (ecuaciones 5.13-5.20) y coeficientes "x" e "y" para el absorbedor (ecuaciones 5.28 y 5.40), se obtienen con la herramienta Solver de Excel. La metodología que se realiza en Solver consiste en optimizar una celda objetivo, la cual se encuentra como función de los coeficientes de ajuste de cada modelo matemático empleado. En este caso la celda objetivo representa la diferencia entre el coeficiente convectivo experimental y el coeficiente convectivo teórico de la película descendente h_0 . En las siguientes subsecciones se muestran las correlaciones ajustadas para el generador y absorbedor.

5.4.2.1. Correlaciones ajustadas para el generador

En el generador se han correlacionado los coeficientes de transferencia de calor de los modelos para la solución h_o , en términos de números adimensionales, tales como: Re, Pr, Bo, Ka, Fr, Ja, X_{tt} y q. El análisis que se realiza en el presente estudio muestra que para todos los casos, el número de Re presenta bajos coeficientes, por ende, influye de una manera no tan significativa en el coeficiente convectivo de la solución h_o . Por su parte, Bo o q y Pr tienen coeficientes más elevados, lo cual es un indicativo de que se tiene ebullición nucleada como la contribución dominante en el proceso de generación de amoniaco. A continuación se presentan las correlaciones ajustadas respecto a los datos experimentales para la solución NH₃-LiNO₃ y en la tabla 5.4 se muestran los dominios de aplicación de las correlaciones. Los modelos teóricos se han basado en las correlaciones de Krupiczka et al. [135] (modelo I-A), Parken et al. [161] (modelo II-A), Rivera and Best [162] (modelo III-A) y Zacarías et al. [163] (modelo IV-A), respectivamente.

Modelo I-A

$$\frac{Nu_o}{Nu_i} = 1 + 2704.12 (BoKa^{1/11})^{0.90} \tag{5.44}$$

$$Nu_i = -0.99 \times 10^{-6} + Re^{0.27} Pr^{1.88}$$
(5.45)

Modelo II-A

$$h_{o} \left(\frac{\nu^{2}}{gk^{3}}\right)^{1/3} = 0.43 \times 10^{-6} + Re^{-0.20} Pr^{2.24} \dot{q}^{0.99}$$
(5.46)

Modelo III-A

$$\frac{h_o}{h_i} = 8.40 \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{-0.57} Bo^{1.26}$$
(5.47)

$$h_i = 6.47 x 10^{-3} + R e^{0.93} P r^{3.12} \tag{5.48}$$

Modelo IV-A

$$Nu_{o} = 4561.6 + Fr^{0.73}Pr^{2.29}Bo^{1.24}Ja^{-0.81}$$
(5.49)

Cuadro 5.4: Rango de aplicación de las correlaciones para el generador de película descendente.

NH ₃ -LiNO ₃			Agua d	e calenta	amiento
14	<pr <<="" td=""><td>23</td><td>1.7</td><td><pr <<="" td=""><td>2.3</td></pr></td></pr>	23	1.7	<pr <<="" td=""><td>2.3</td></pr>	2.3
27	<re <<="" td=""><td>50</td><td>41180</td><td><re <<="" td=""><td>54111</td></re></td></re>	50	41180	<re <<="" td=""><td>54111</td></re>	54111
1.06	< Xtt <	2.48			
1.08x10 ⁻³	<bo <<="" td=""><td>$4.20 \mathrm{x} 10^{-3}$</td><td></td><td></td><td></td></bo>	$4.20 \mathrm{x} 10^{-3}$			
0.30x10 ⁻³	<boka<sup>1/11 <</boka<sup>	1.44x10 ⁻³			
0.50x10 ⁻⁶	<fr <<="" td=""><td>1.41x10⁻⁶</td><td></td><td></td><td></td></fr>	1.41x10 ⁻⁶			
1.40	<ja <<="" td=""><td>2.94</td><td></td><td></td><td></td></ja>	2.94			
0.012	<Г<	0.024			
1.64	<q <<="" td=""><td>5.66</td><td></td><td></td><td></td></q>	5.66			

En las ecuaciones 5.44-5.49, la influencia de las propiedades de transporte del líquido son incluidas en Fr, Pr y Re, mientras que el cambio de fase y propiedades de vapor son representadas por Bo, Ja, X^{tt} , y q, según el modelo empleado.

En las figuras 5.9-5.12 se muestra la comparación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor de la solución h_o entre los datos experimentales y los modelos teóricos que se ajustaron. Además, en cada figura se muestra el error absoluto medio y el error relativo medio, como parámetros de dispersión de los datos ajustados respecto a los datos reales. El error absoluto medio se define como el promedio de todas las diferencias entre el valor real y el valor obtenido. Por su parte, el error relativo medio se define como el cociente entre el error absoluto y el valor real del experimento expresado en porcentaje. Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3



Figura 5.9: Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de calor teóricos y experimentales para el modelo I-A.



Figura 5.10: Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de calor teóricos y experimentales para el modelo II-A.



Figura 5.11: Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de calor teóricos y experimentales para el modelo III-A.



Figura 5.12: Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de calor teóricos y experimentales para el modelo IV-A.

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3

Como se puede apreciar en las figuras 5.9-5.12, los modelos I-A y II-A presentan ajustes aceptables respecto los datos experimentales. El modelo I-A tiene un error relativo medio de 11.3% y un ajuste con $R^2 = 0.81$, mientras que el modelo II-A presenta un error relativo medio de 8.1% y un ajuste con $R^2 = 0.85$. En el modelo I-A, el 83% de los 134 datos analizados tienen un error menor del 20% de dispersión respecto a los datos experimentales, mientras que en el modelo II-A se alcanza hasta un 94% de los datos analizados con un error menor al 20% de dispersión.

Por su parte, los modelos III-A y IV-A presentan ajustes muy buenos respecto a los datos experimentales. El modelo III-A exhibe un error relativo medio de 6.3% y un ajuste con R² = 0.94, mientras que el modelo IV-A presenta un error relativo medio de 5.4% y un ajuste con R² = 0.95. Por lo tanto, el modelo que presentó un mejor ajuste con respecto a los datos experimentales fue el que se basó en Zacarías et al. [163], en el cual, de los 134 datos analizados, el 100% de los datos presentan un error relativo menor al 20% de dispersión, 85% de los datos presentan un error relativo menor al 10% y el 50% de los datos tienen un error relativo menor al 5%.

Finalmente, en las tabla 5.5 se muestran los valores obtenidos para las constantes $(1/C_i)$ y $(1/C_o)$ de los modelos matemáticos propuestos para el generador.

Cuadro 5.5: (1/C_i) y (1/C_o) de los modelos matemáticos propuestos para el generador.

	Constantes	
Modelos	$(1/C_{i})$	$(1/C_{o})$
Modelo I-A	-0.197	0.792
Modelo II-A	1.406	0.986
Modelo III-A	0.748	1.028
Modelo IV-A	0.551	1.038

5.4.2.2. Correlaciones ajustadas para el absorbedor

A diferencia del generador, para el caso del absorbedor se han correlacionado los coeficientes de transferencia de calor de los modelos para la solución h_o únicamente en términos de números adimensionales como Re, Pr y τ_v^* . Esto se debe a que los fenómenos que ocurren en ambos equipos es distinto, y por ende, es necesario suprimir los parámetros de ebullición. A continuación se presentan las correlaciones ajustadas respecto a los datos experimentales para la solución NH₃-LiNO₃ y en la tabla 5.6 se muestran los dominios de aplicación de las correlaciones. Los modelos teóricos se han basado en las correlaciones de Seewald y Pérez Blanco [164] (modelo I-B) y Kwon y Jeong [160] (modelo II-B), respectivamente.

Modelo I-B

$$Nu_{0} = 0.27x10^{-3} + Re^{0.36}Pr^{1.99}$$
(5.50)

Modelo II-B

$$Nu_{o} = 0.71 + Re^{-0.52} \tau_{v}^{*0.03}$$
(5.51)

Cuadro 5.6: Rango de aplicación de las correlaciones para el absorbedor de película descendente.

N	H_3 -LiNC) ₃	Agua d	le enfria	miento
24	<pr <<="" td=""><td>37</td><td>1.7</td><td><pr <<="" td=""><td>2.3</td></pr></td></pr>	37	1.7	<pr <<="" td=""><td>2.3</td></pr>	2.3
0.06	<re <<="" td=""><td>54.60</td><td>41180</td><td><re <<="" td=""><td>54111</td></re></td></re>	54.60	41180	<re <<="" td=""><td>54111</td></re>	54111
0.012	<∩<	0.024			
2.20	$< \tau_v^* <$	30.83			

En las figuras 5.13 y 5.14 se muestra la comparación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor de la solución h_o que se obtuvieron de manera teórica con respecto a los experimentales para los modelos I-B y II-B, respectivamente.

Como se puede apreciar en las figuras 5.13 y 5.14, los modelos I-B y II-B presentan ajustes razonables respecto los datos experimentales. El modelo I-B tiene un error relativo medio de 6.3 % y un ajuste con $R^2 = 0.70$, mientras que el modelo II-B tiene un error relativo medio de 3.9 % y un ajuste con $R^2 = 0.60$. En la tabla 5.7 se muestran las constantes (1/C_i) y (1/C_o) de los modelos matemáticos propuestos para el absorbedor. Como se puede apreciar, los modelos mostrados

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3



Figura 5.13: Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de calor teóricos y experimentales para el modelo I-B.



Figura 5.14: Comparación entre los coeficientes convectivos de transferencia de calor teóricos y experimentales para el modelo II-B.

para el absorbedor presentan una mayor dispersión de los datos, y por ende, una menor linealidad respecto a las correlaciones que se obtienen en el generador. Sin embargo, a pesar de que en el absorbedor se presentan correlaciones muy simples y poco complejas se obtienen resultados aceptables.

Cuadro 5.7: Constantes $(1/C_i)$ y $(1/C_o)$ de los modelos matemáticos propuestos para el absorbedor.

	Constantes		
Modelos	$(1/C_{i})$	$(1/C_{o})$	
Modelo I-B	0.764	0.792	
Modelo II-B	1.248	0.993	

En general, se puede apreciar que los modelos matemáticos del generador y absorbedor presentan un buen ajuste con respecto a los coeficientes de transferencia de calor experimentales para la película descendente de NH_3 -LiNO₃ en los rangos especificados.

Es importante destacar que las correlaciones propuestas son válidas únicamente para la geometría utilizada, los rangos de números adimensionales obtenidos y la mezcla NH_3 -LiNO_3. Cabe mencionar que los rangos de operación se establecieron en función de un rango de interés para máquinas de absorción de baja capacidad de entre 5 y 10 kW de potencia frigorífica.

5.4.2.3. Análisis de incertidumbre

El análisis de incertidumbre fue desarrollado basado en la metodología propuesta por Taylor y Kuyatt [115]. La propagación de incertidumbre se realizó con el software Wolfram Mathematica 11. La tabla 5.8 muestra las máximas incertidumbres que se obtuvieron para las variables principales.

Variable	Incertidumbre	
Q	$\pm\ 14.7\%$	
Uo	$\pm~14.4\%$	
$\mathbf{h}_{\mathbf{i}}$	$\pm \ 0.1 \%$	
h _o (modelo I-A)	$\pm\ 11.0\%$	
h _o modelo II-A)	$\pm\ 14.8\%$	
h _o (modelo III-A)	$\pm~18.6\%$	
h _o (modelo IV-A)	$\pm~16.7\%$	
h _o (modelo I-B)	$\pm~19.6\%$	
h _o (modelo II-B)	\pm 20.1 %	

Cuadro 5.8: Incertidumbre de las variables calculadas

5.4.3. Tendencias experimentales

En este apartado se discuten las tendencias de los coeficientes de transferencia de calor como función de los principales parámetros modificados durante la evaluación experimental, tales como: flujos de calor, flujos másicos de la solución, el flujo másico de refrigerante y la calidad del vapor que se obtuvieron durante la experimentación.

En la figura 5.15 se muestra el comportamiento del flujo de calor respecto al coeficiente de transferencia de calor de la película descendente para dos tasas de flujo másico diferentes. Como se puede apreciar, a medida que se suministra un mayor flujo de calor y mayor tasa de flujo másico se obtienen mayores coeficientes de transferencia de calor en ebullición. El flujo de calor utilizado en el presente estudio para la región de ebullición osciló entre 1.64 y 5.66 kW/m², con tasas de flujo másico entre 1.0 y 1.4 kg/m²s. Además, se obtuvieron relativamente bajos valores del coeficiente de transferencia de calor en ebullición, debido a los bajos flujos de calor aplicados.

En las figuras 5.16 y 5.17 se muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor de ebullición como función del flujo de refrigerante producido y la calidad de vapor a la salida del generador. En ambos casos se muestran tendencias muy similares a las que se mostraron en la figura 5.15, es decir, se obtienen comportamientos semi-lineales y positivos. Cuando se incrementa el flujo de calor se tiene la capacidad de producir mayor cantidad de refrigerante y por ende la calidad del vapor a la salida del generador también es mayor. En el presente estudio se obtuvieron flujos de refrigerante desde 60 a 110 g/min y calidades de vapor de 5 a 10.3%.



Figura 5.15: Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo de calor suministrado.



Figura 5.16: Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo másico de refrigerante producido.

Capítulo 5. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la película descendente del generador y absorbedor para la mezcla NH_3 -Li NO_3



Figura 5.17: Coeficiente de transferencia de calor en función de la calidad de vapor a la salida del generador.

Finalmente, en la figura 5.18 (para corroborar las tendencias de las figuras 5.16-5.17), se muestra el efecto del flujo de calor respecto a la tasa de producción de refrigerante en el generador. Para las condiciones establecidas, se obtuvieron flujos de refrigerante de 0.064 a 0.121 kg/min. El flujo de refrigerante varía e incrementa como resultado de la adición de calor. Es decir, a medida que se suministra un mayor flujo de calor se obtiene una mayor producción de refrigerante y como consecuencia se obtienen mayores coeficiente de transferencia de calor de ebullición. Por lo tanto, se puede concluir que durante la experimenta-ción se cumple que existe ebullición nucleada en el generador, ya que h_o es función del flujo de calor.



Figura 5.18: Flujo másico de refrigerante producido (\dot{m}_R) en función del flujo de calor (\dot{q}).

Capítulo 6

Estudio de ciclos termodinámicos avanzados

El estudio de ciclos termodinámicos avanzados representa un campo de investigación muy importante en el desarrollo de los sistemas de absorción. Es por ello, que en el presente capítulo se muestran simulaciones teóricas de ciclos avanzados de absorción del tipo I para producir enfriamiento. Para el análisis de los ciclos termodinámicos se presentan varias configuraciones y diferentes mezclas de trabajo, tales como: H_2O -LiBr, NH_3 -LiNO₃ y H_2O -Hidróxidos. Además, se presentan detalladamente los modelos matemáticos y se muestran las tendencias de COP's en función de las temperaturas de operación para cada configuración.

6.1. Introducción

Hoy en día, los sistemas de aire acondicionado han experimentado una expansión comercial constante como resultado de la industrialización y la globalización. Las aplicaciones de estos sistemas van desde el sector industrial hasta el residencial, siempre con el objetivo de proporcionar comodidad al usuario. Los sistemas convencionales de refrigeración, que funcionan con compresión de vapor, tienen un impacto negativo en el desarrollo sustentable porque las sustancias que se utilizan como refrigerantes generan problemas ambientales, ocasionando la degradación de la capa de ozono y coadyuvando al calentamiento global. Por otro lado, los sistemas convencionales de refrigeración demandan enormes cantidades de energía eléctrica para operar (se ha estimado que alrededor del 15 % de la electricidad producida en todo el mundo se utiliza para el aire acondicionado y la refrigeración) [[170], [171]].

En los últimos años y con la finalidad de alcanzar un desarrollo sustentable,

se han realizado investigaciones tecnológicas para reducir el consumo de energía y aumentar su generación a partir de fuentes renovables a costos competitivos, todo ello sin reducir nuestros estándares de vida y confort [172]. Como resultado, los sistemas de refrigeración por absorción han ganado mucho interés en el campo de investigación ya que pueden funcionar con energía solar térmica, calor de geotermia o cualquier otra fuente térmica, por ejemplo, el calor residual de las industrias. Actualmente, la investigación sobre sistemas de absorción se está centrando principalmente en el estudio de nuevos fluidos de trabajo y el desarrollo de ciclos avanzados con la finalidad de desarrollar sistemas compactos y con mejores rendimientos.

Por todo lo mencionado anteriormente, es de vital importancia realizar un estudio de ciclos avanzados de refrigeración utilizando diversas mezclas de trabajo para mejorar componentes, obtener mejores COP, reducir el consumo de energía y tener un menor impacto con el medio ambiente. Por ende, en este apartado se hace una revisión bibliográfica de algunas de las mezclas que presentan perfiles prometedores para sistemas de absorción, tales como: H_2O -LiBr, NH_3 -LiNO₃ y H_2O -Hidróxidos.

En los sistemas de refrigeración por absorción se han propuesto varias mezclas de trabajo en donde se utiliza agua como refrigerante, la más utilizada es la solución agua-bromuro de litio (H₂O-LiBr) [173]. Horuz [174] analizó las mezclas de trabajo NH₃-H₂O y H₂O-LiBr en donde comparó los COP, las capacidades de enfriamiento y las presiones máximas y mínimas de los sistemas, concluyó que la mezcla de H₂O-LiBr proporciona un mejor rendimiento. Kaita [175] analizó tres tipos de sistemas de absorción de triple efecto utilizando un programa de simulación, triple efecto en paralelo, en serie e inverso; los resultados mostraron que el sistema de triple efecto en paralelo produce mejor COP y el sistema de triple efecto inverso tiene las temperaturas y la presión máxima más bajas, comparadas con los demás sistemas. Wan et al. [176] propusieron un nuevo ciclo de refrigeración en dos etapas mediante un sistema de absorción solar que opera con H₂O-LiBr. La propuesta consistió en mezclar solución de H₂O-LiBr proveniente de un generador de alta presión con solución de un absorbedor de baja presión, con el fin de aumentar la concentración de H₂O-LiBr en el generador de alta presión y disminuir la presión en el absorbedor. Los resultados demostraron que el COP más alto fue de 0.605 y la diferencia de temperaturas más alta alcanza 33.5 °C en un rango de operación de 75 a 85 °C. Kilic et al. [177] llevaron a cabo un análisis de rendimiento a través de un modelo matemático utilizando la primera y segunda ley de la termodinámica para un ciclo de refrigeración de simple etapa utilizando H₂O-LiBr como fluido de trabajo. Los resultados mostraron que el COP aumentó a medida que las temperaturas de generación y evaporación se elevaron, mientras que los COP disminuyeron a

medida que las temperaturas de condensación y absorción aumentaron. Gebreslassie et al. [178] realizaron un análisis de exergía para sistemas de absorción que trabajan con H_2O -LiBr y concluyeron que la mayor destrucción de exergía ocurre en los absorbedores y generadores, especialmente a temperaturas de fuentes de calor más altas. Kaushik et al. [179] desarrollaron un modelo computacional que compara el sistema de simple efecto con el sistema de doble efecto en serie, obteniendo un incremento de COP en este último.

Actualmente, las mezclas de trabajo H₂O-LiBr y NH₃-H₂O son las que más se utilizan comercialmente en los sistemas de enfriamiento. Sin embargo, debido a sus conocidas desventajas, las nuevas mezclas de trabajo como el NH₃-LiNO₃ han ganado el interés de los investigadores. Best et al. [60] desarrollaron una simulación teórica de un sistema de refrigeración de absorción de una sola etapa operando con NH₃-LiNO₃. Encontraron valores máximos de COP de 0.7. Antonopoulos et al. [68] compararon el rendimiento de sistemas de absorción que funcionan para refrigeración y calefacción usando las mezclas de trabajo NH₃-LiNO₃ y NH₃-NaSCN. Los resultados mostraron que se alcanzaron mayores cargas de refrigeración con la mezcla NH₃-LiNO₃, pero el COP más alto se obtuvo con NH₃-NaSCN. Ayala et al. [[180], [181]] simularon y probaron un prototipo de refrigeración híbrido absorción-compresión de NH₃-LiNO₃ y demostraron que las eficiencias incrementan un 10% en comparación con los sistemas de compresión o absorción individualmente. Rivera et al. [71] modelaron un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente que funciona con NH₃-LiNO₃, el cual utiliza un colector parabólico cilíndrico como absorbedor-generador. Los resultados mostraron que es posible producir hasta 8 kg de hielo por día con el sistema propuesto. Ventas et al. [182] modelaron numéricamente un ciclo híbrido basado en el sistema de absorción de un simple efecto integrado con un compresor de refuerzo entre el evaporador y el absorbedor usando la solución de NH₃-LiNO₃. Concluyeron que el ciclo obtiene temperaturas de trabajo más bajas en comparación con el ciclo de simple efecto convencional y tiene un bajo consumo de electricidad. Zacarías et al. [183] reportaron la evaluación experimental de la absorción adiabática de NH3 de la solución NH3-LiNO3 utilizando un ventilador de boquilla plana y un sub-enfriador de paso en sentido ascendente. Los autores obtuvieron correlaciones para el factor de equilibrio y el número de Sherwood que se pueden utilizar para el diseño de absorbedores adiabáticos. Rivera et al. [117] evaluaron un sistema de refrigeración solar intermitente para la producción de hielo que funciona con la mezcla de NH₃-LiNO₃. Los resultados muestran que se alcanzaron temperaturas de evaporación de -11°C y COP de 0.08. Acuña et al. [184] realizaron un análisis comparativo para un sistema de refrigeración por absorción de difusión utilizando nitrato de litio, tiocianato de sodio y agua como sustancias absorbentes y amoníaco como refrigerante. Concluyeron que la mezcla de NH₃-LiNO₃ es más eficiente y que requiere temperaturas de generación

más bajas que la mezcla NH_3 - H_2O para condiciones específicas. Vasilescu et al. [185] reportaron un estudio teórico de un sistema de absorción solar de doble efecto en paralelo que opera con la mezcla NH_3 -Li NO_3 bajo condiciones de verano en el Mediterráneo y teniendo en cuenta el uso de colectores solares parabólicos. Los resultados mostraron que al utilizar 1000 m² de colectores solares se podría obtener una carga de refrigeración de hasta 600 kW.

Best y Rivera [186] realizaron una revisión bibliográfica que comprende el periodo 2003-2014 de sistemas térmicos de refrigeración. Los autores reportaron varios estudios teóricos y experimentales de diversos fluidos de trabajo utilizados en sistemas de refrigeración por absorción. En el estudio se destaca la mezcla de trabajo agua-hidróxidos ternarios, que consiste en hidróxidos de sodio, potasio y cesio en las proporciones 40:36:24 (NaOH:KOH:CsOH). Rivera y Romero [187], reportaron los datos de diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción que funciona con la mezcla H₂O-hidróxidos. Los autores encontraron que la mezcla puede ser una alternativa para ser usada en transformadores de calor por absorción. Romero et al. [188] compararon el rendimiento teórico de un sistema de aire acondicionado solar que funciona con H₂O-LiBr y H₂O-hidróxidos. Los resultados mostraron que se pueden obtener COP's similares con ambas mezclas. Sin embargo, se encontró que el sistema que funciona con los hidróxidos puede operar en un rango más alto de temperaturas del condensador y del absorbedor permitiendo que el sistema se enfríe por aire. Romero et al. [189] reportaron conclusiones similares sobre el análisis de un sistema de bomba de calor por absorción que funciona con las mismas mezclas.

Como se puede ver en la revisión bibliográfica, no hay estudios sobre la comparación de rendimientos de ciclos avanzados que operen con las mezclas H_2O -LiBr, NH_3 -LiNO_3 y H_2O -Hidróxidos. Es por ello, que en la presente sección se muestran los COP teóricos de las tres mezclas propuestas para los sistemas de simple efecto (SE), medio efecto (ME), doble efecto en serie (DES), doble efecto inverso (DEI) y triple efecto (TE); todo ello en función de las temperaturas de operación de los diferentes sistemas de enfriamiento. Los COP teóricos se reportan y discuten para cada sistema avanzado en particular y finalmente se realiza una comparación entre los diferentes ciclos para cada mezcla en donde se describen las principales ventajas, desventajas o limitaciones para cada caso.

6.2. Descripción de sistemas

6.2.1. Simple efecto (SE)

Un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto consta de un generador (G), un absorbedor (A), un condensador (C), un evaporador (E), un intercambiador de calor de solución (SHE), dos válvulas de expansión y una bomba de solución, tal como se puede apreciar en la figura 6.1.



Figura 6.1: Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto (SE).

Básicamente, el ciclo consta de dos circuitos internos: el circuito de refrigerante (estados 1-4) y el circuito de la solución NH_3 -LiNO_3 (estados 5-10). En cuanto al funcionamiento, se suministra al generador una cantidad de calor con la finalidad de separar parte del amoniaco que va en la solución. El generador se encuentra a una alta presión y temperatura. Después, el amoniaco generado se envía al condensador donde se licua mediante la disipación de calor a la atmósfera. Más tarde, el amoniaco en fase líquido pasa a través de una válvula de expansión, de esta manera se reduce su presión y temperatura. A continuación, la mezcla líquido-vapor que sale de la válvula de expansión se envía al evaporador para llevar a cabo el efecto de enfriamiento, produciendo nuevamente vapor de amoniaco. Posteriormente, el amoniaco en fase vapor se manda al absorbedor donde se lleva a cabo el proceso de absorción del refrigerante por la solución de NH_3 -Li NO_3 procedente del generador. Finalmente, la solución se bombea nuevamente al generador para reiniciar el ciclo termodinámico de absorción. Con el fin de reducir el consumo de calor en el generador, se coloca un intercambiador de calor de solución entre el absorbedor y el generador para recuperar el calor de la solución que va desde el generador al absorbedor.

6.2.2. Medio efecto (ME)

El ciclo de medio efecto (ME), a diferencia del ciclo SE, tiene dos circuitos de solución, uno de ellos a alta presión y el otro a baja presión. Por lo tanto, el ciclo de ME tiene dos generadores (G), dos absorbedores (A), dos intercambiadores de calor de solución (HE), un condensador (C) y un evaporador (E), tal como se muestra en la figura 6.2. El calor que se suministra en ambos generadores (G_h y G_l) pueden estar a la misma temperatura.



Figura 6.2: Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de medio efecto (ME).

El vapor de refrigerante se produce en el generador de alta presión (G_h) mediante el calor suministrado a este componente. Entonces, el amoniaco que se genera se condensa, se expande y se evapora de la misma manera como se realizó en

el sistema de simple efecto, descrito anteriormente. El refrigerante que sale del evaporador va al absorbedor de baja presión (A_l) donde se absorbe por la solución con baja concentración de amoniaco procedente del generador de baja presión (G_l). A continuación, la solución que se forma con una concentración intermedia de amoniaco se bombea al generador de baja presión (G_l), pasando previamente a través de un intercambiador de calor de solución (SHE_l). En el generador de baja presión (G_l), parte del amoniaco se evapora mediante el calor que se suministra en el componente, después se envía directamente al absorbedor de alta presión (A_h) donde se absorbe por la solución procedente del G_h . La nueva solución formada con alta concentración de amoniaco se bombea al generador de alta presión (G_h) pasando previamente por un segundo intercambiador de calor de solución (SHE_h). De esta manera se reinicia nuevamente el ciclo termodinámico.

6.2.3. Doble efecto en serie (DES)

Un sistema de doble efecto en serie (DES), comparado con el SE, tiene adicionalmente tres componentes a una presión alta superior: un generador, un condensador y un intercambiador de calor de solución, tal como se puede ver en le figura 6.3.

El objetivo de añadir más componentes al sistema de absorción tiene como finalidad mejorar el COP del sistema. El sistema se denomina "doble efecto en serie" porque el vapor de amoniaco se produce tanto en el generador (G) como en el condensador-generador (CG) a presiones altas e intermedias, respectivamente, y porque la solución con alta concentración de amoniaco va directamente desde el absorbedor hasta el generador pasando a través de los intercambiadores de calor de solución. En este sistema el calor se suministra únicamente en el generador a alta temperatura para producir el vapor de amoniaco. Una vez que el vapor de amoniaco se ha producido en el generador se envía al condensador-generador (CG) que se encuentra a presión alta para ser licuado. En este componente, el calor disipado durante la condensación se reutiliza para producir más vapor de amoniaco a presión intermedia en el CG. Posteriormente, el vapor que se produce en la segunda generación se condensa a presión intermedia. Las dos corrientes con el amoniaco líquido se unen a presión intermedia y se mandan, primero a través de la válvula de expansión y después al evaporador para producir el efecto de enfriamiento. El amoniaco que sale del evaporador se envía al absorbedor donde se absorbe por la solución que viene del CG. Finalmente, la solución con alta concentración en amoniaco se bobea nuevamente al generador para reiniciar el ciclo termodinámico.


Figura 6.3: Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto en serie (DES).

6.2.4. Doble efecto inverso (DEI)

El ciclo de doble efecto inverso (DEI), en comparación con el ciclo DES, tiene una bomba extra y una válvula de expansión menos. Por otra parte, mientras que el sistema de doble efecto en serie conduce la solución que sale del absorbedor hasta el generador, en la configuración actual, la solución que sale del absorbedor se envía primeramente al CG y luego al generador. Mientras tanto, la solución con baja concentración de amoniaco sale del generador y se envía directamente al absorbedor pasando previamente a través de los intercambiadores de calor de solución. Debido a la configuración del sistema se denomina *"doble efecto inverso"*. El resto de la operación es similar al que se describió anteriormente para el sistema de doble efecto en serie. En la figura 6.4 se muestra el diagrama esquemático del sistema de doble efecto inverso.

Es importante mencionar que para que se lleve a cabo la producción extra de refrigerante en el CG en las configuraciones de doble efecto, el calor que se suministra al generador tiene que estar a una temperatura más alta que la que se suministra en los generadores de los sistemas de simple o medio efecto. Aunque existen diversas configuraciones de sistemas de refrigeración de doble efecto,



Figura 6.4: Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de doble efecto inverso (DEI).

algunas de las más comunes son: en serie, inversa y en paralelo. En el presente trabajo sólo se estudian los sistemas de doble efecto en serie e inverso, ya que se ha reportado que las tasas de destrucción de exergía en los generadores con la configuración en paralelo son superiores a los que se obtienen con las otras dos configuraciones [178].

6.2.5. Triple efecto (TE)

Los sistemas de triple efecto (TE) son similares a los sistemas de doble efecto, la diferencia consiste en que se añaden al sistema un generador, un CG y un intercambiador de calor de solución. En este sistema, el calor sólo se suministra en el generador para producir el vapor de amoniaco, pero el calor que se recupera en los condensadores $CG_I y CG_{II}$ también se utilizan para producir más refrigerante a presiones intermedias. Por lo tanto, en los sistemas de triple efecto, el refrigerante se produce en tres componentes diferentes o etapas. El sistema que se muestra en la figura 6.5 es un sistema de tipo directo ya que la solución con alta concentración de amoniaco sale del absorbedor y se envía directamente al generador pasando a través de los tres intercambiadores de calor de solución.

Como se puede apreciar, los sistemas de TE son los más complejos comparados con los otros sistemas descritos anteriormente.



Figura 6.5: Diagrama P-T para un sistema de enfriamiento por absorción de triple efecto (TE).

6.3. Modelos matemáticos

Con el fin de analizar el rendimiento de los diferentes sistemas de refrigeración por absorción, se presentan algunas consideraciones teóricas para el desarrollo de los modelos matemáticos en función de las figuras 6.1-6.5.

- 1. Hay equilibrio termodinámico en todos los componentes de los ciclos de absorción.
- 2. El análisis se realiza bajo condiciones de estado estacionario.
- 3. El sistema de rectificación es innecesario debido a que el absorbente (para las tres mezclas) no se evapora en el intervalo de temperatura considerado.
- 4. La solución está en estado saturado a la salida del generador y absorbedor.
- 5. El refrigerante está en estado saturado a la salida del condensador y evaporador.
- 6. Los cambios de energía cinética y potencial se consideran despreciables.
- 7. Las pérdidas de calor y las caídas de presión en las tuberías y componentes se consideran despreciables.
- 8. El flujo a través de las válvulas de expansión se considera isoentálpico.
- 9. Las temperaturas a las salidas de los componentes principales son conocidas.
- 10. Para todos los ciclos se considera una carga térmica de evaporación \dot{Q}_E = 10 kW y una eficiencia de de η_{SHE} = 0.8 en los intercambiadores de calor de la solución.

En las tablas 6.1-6.5 se muestran los balances de materia y energía para cada uno de los componentes que conforman las diversas configuraciones de los ciclos avanzados de absorción. Las ecuaciones generales para la conservación de materia y energía para procesos en estado estacionario se muestran a continuación:

Conservación de materia:

$$\sum \dot{m}_{e} = \sum \dot{m}_{s} \tag{6.1}$$

$$\sum \dot{m}_e X_e = \sum \dot{m}_s X_s \tag{6.2}$$

Cuadro 6.1: Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.

Absorbedor (A)
$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$
$\dot{m}_5 X_5$ = $\dot{m}_4 X_4$ + $\dot{m}_{10} X_{10}$
\dot{Q}_{A} = \dot{m}_{4} h_{4} + \dot{m}_{10} h_{10} – \dot{m}_{5} h_{5}
Evaporator (E)
$\dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{E}}$ = $\dot{\mathbf{m}}_3$ (\mathbf{h}_4 – \mathbf{h}_3)
Trabajo de la bomba
(Ŵ _p)
$\dot{W}_{p} = \dot{m}_{5}(\dot{h}_{6} - \dot{h}_{5})$
Coeficiente de operación
$\text{COP} = \dot{Q}_{\text{E}} / (\dot{Q}_{\text{G}} + \dot{W}_{\text{p}})$

Cuadro 6.2: Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de medio efecto.

Generador de baja presión (G _l)	Absorbedor de baja presión (A _l)
$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{17}$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{16}$
$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{17} X_{18}$	$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{16} X_{16}$
\dot{Q}_{Gl} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{17} h_{17} – \dot{m}_3 h_3	\dot{Q}_{Al} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_1 h_1
Generador de alta presión (G _h)	Absorbedor de alta presión (G _h)
$\dot{m}_9 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{17}$
$\dot{m}_9 X_9 = \dot{m}_{13} X_{13} + \dot{m}_{10} X_{10}$	$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_{12} X_{12} + \dot{m}_{17} X_{17}$
\dot{Q}_{Gh} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{10} h_{10} – \dot{m}_9 h_9	\dot{Q}_{Ah} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} – \dot{m}_7 h_7
Condensador (C)	Evaporator (E)
$\dot{ m Q}_{ m C}$ = $\dot{ m m}_{13}$ ($ m h_{13}$ – $ m h_{14}$)	$\dot{\rm Q}_{\rm E}$ = $\dot{\rm m}_{15}$ (h ₁₆ – h ₁₅)
Eficiencia del intercambiador de calor	Eficiencia del intercambiador de calor
de solución (SHE ₁)	de solución (SHE _h)
$\eta_{ ext{SHE1}}$ =($ ext{h}_3$ - $ ext{h}_2$)/($ ext{h}_4$ - $ ext{h}_2$)	$\eta_{\rm SHEh}$ =(h ₉ - h ₈)/(h ₁₀ - h ₈)
(Ŵ _{pl})	(Ŵ _{ph})
$\dot{W}_{pl} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$	$\dot{W}_{ph} = \dot{m}_7 (h_8 - h_7)$
Tasa de flujo	Coeficiente de operación
RF = \dot{m}_7 / \dot{m}_{13}	$\text{COP} = \dot{Q}_{\text{E}} / (\dot{Q}_{\text{Gl}} + \dot{Q}_{\text{Gh}} + \dot{W}_{\text{pl}} + \dot{W}_{\text{ph}})$

Cuadro 6.3:	Balances	de mater	ria y	energía	para	el	sistema	de	refrigeració	n	por
absorción de	doble efec	cto en se	rie.								

Generador (G)	Absorbedor (A)
\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17}	$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$
$\dot{m}_{13} X_{13}$ = $\dot{m}_{14} X_{14}$ + $\dot{m}_{17} X_{17}$	$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{10} X_{10}$
\dot{Q}_{G} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{17} h_{17} – \dot{m}_{13} h_{13}	$\dot{Q}_{A} = \dot{m}_{6} h_{6} + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{1} h_{10}$
Condensador-Generador:	Condensador-Generador:
como generador (CG)	como condensador (CG)
\dot{m}_{16} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7	\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}
$\dot{m}_{16} X_{16}$ = $\dot{m}_4 X_4$ + $\dot{m}_7 X_7$	$\dot{m}_{17} X_{17}$ = $\dot{m}_{18} X_{18}$
\dot{Q}_{CG} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 – \dot{m}_{16} h_{16}	\dot{Q}_{CG} = $\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})$
Condensador (C)	Evaporator (E)
$\dot{\rm Q}_{\rm C}$ = $\dot{\rm m}_7~{ m h}_7$ + $\dot{ m m}_{19}~{ m h}_{19}$ – $\dot{ m m}_8~{ m h}_8$	$\dot{\rm Q}_{\rm E}$ = $\dot{\rm m}_{10}$ (h $_{10}$ – h $_{9}$)
Eficiencia del intercambiador de calor	Eficiencia del intercambiador de calor
de solución (SHE _l)	de solución (SHE _h)
η_{SHEl} =(h_3 - h_2)/(h_4 - h_2)	$\eta_{ m SHEh}$ =(h_{13} - h_3)/(h_{14} - h_3)
(Ŵ _{pl})	Tasa de flujo
\dot{W}_{pl} = $\dot{m}_1(h_2 - h_1)$	RF = \dot{m}_7 / \dot{m}_{13}
Coeficiente de operación	
$COP = \dot{Q}_E / (\dot{Q}_G + \dot{W}_{pl})$	

Cuadro 6.4: Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto inverso.

Generador (G)	Absorbedor (A)
$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{1}$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{17}$
$\dot{m}_{13} X_{13}$ = $\dot{m}_{14} X_{14}$ + $\dot{m}_{1} X_{1}$	$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_{17} X_{17}$
\dot{Q}_{G} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{1} h_{1} - \dot{m}_{13} h_{13}	\dot{Q}_{A} = \dot{m}_{7} h_{7} + \dot{m}_{17} h_{17} – \dot{m}_{8} h_{8}
Condensador-Generador:	Condensador-Generador:
como generador (CG)	como condensador (CG)
$\dot{m}_{10} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{11}$	$\dot{\mathbf{m}}_1 = \dot{\mathbf{m}}_2$
$\dot{m}_{10} X_{10}$ = $\dot{m}_4 X_4$ + $\dot{m}_{11} X_{11}$	$\dot{\mathrm{m}}_1 \mathrm{X}_1$ = $\dot{\mathrm{m}}_2 \mathrm{X}_2$
\dot{Q}_{CG} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_4 h_4 – \dot{m}_{10} h_{10}	\dot{Q}_{CG} = $\dot{m}_1(h_1 - h_2)$
Condensador (C)	Evaporator (E)
$\dot{ m Q}_{ m C}$ = $\dot{ m m}_3$ $ m h_3$ + $\dot{ m m}_4$ $ m h_4$ – $\dot{ m m}_5$ $ m h_5$	$\dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{E}}$ = $\dot{\mathbf{m}}_7$ ($\mathbf{h}_7 - \mathbf{h}_6$)
Eficiencia del intercambiador de calor	Eficiencia del intercambiador de calor
de solución (SHE ₁)	de solución (SHE _h)
$\eta_{ m SHEl}$ =(h_{10} - h_9)/(h_{15} - h_9)	$\eta_{ m SHEh}$ =(h_{13} - h_{12})/(h_{14} - h_{12})
(Ŵ _{pl})	(Ŵ _{ph})
$\dot{W}_{\rm pl}$ = $\dot{m}_8(h_9 - h_8)$	\dot{W}_{ph} = $\dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$
Tasa de flujo	Coeficiente de operación
$RF = \dot{m}_8 / \dot{m}_7$	$\text{COP} = \dot{\textbf{Q}}_{\text{E}} \ / \ (\dot{\textbf{Q}}_{\text{G}} + \dot{\textbf{W}}_{\text{pl}} + \dot{\textbf{W}}_{\text{ph}})$

Cuadro 6.5: Balances de materia y energía para el sistema de refrigeración por absorción de triple efecto.

Generador (G)	Absorbedor (A)
$\dot{m}_5 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_6$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{24}$
$\dot{m}_5 X_5$ = $\dot{m}_{15} X_{15}$ + $\dot{m}_6 X_6$	$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_{14} X_{14} + \dot{m}_{24} X_{24}$
$\dot{\rm Q}_{\rm G}$ = $\dot{\rm m}_{15}~{ m h}_{15}$ + $\dot{ m m}_{6}~{ m h}_{6}$ – $\dot{ m m}_{5}~{ m h}_{5}$	\dot{Q}_{A} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{24} h_{24} – \dot{m}_{1} h_{1}
Condensador-Generador:	Condensador-Generador:
como generador (CG _I)	como condensador (CG _I)
$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{18}$	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$
$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_9 X_9 + \dot{m}_{18} X_{18}$	$\dot{m}_{15} X_{15}$ = $\dot{m}_{16} X_{16}$
$\dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{CGI}}$ = $\dot{\mathbf{m}}_{9}$ \mathbf{h}_{9} + $\dot{\mathbf{m}}_{18}$ \mathbf{h}_{18} – $\dot{\mathbf{m}}_{8}$ \mathbf{h}_{8}	\dot{Q}_{CG} = $\dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16})$
Condensador-Generador:	Condensador-Generador:
como generador (CG _{II})	como condensador (CG _{II})
$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{21} + \dot{m}_{12}$	\dot{m}_{19} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{18}
$\dot{m}_{11} X_{11} = \dot{m}_{21} X_{21} + \dot{m}_{12} X_{12}$	$\dot{m}_{19} X_{19} = \dot{m}_{17} X_{17} + \dot{m}_{18} X_{18}$
$\dot{Q}_{CGII} = \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{11} h_{11}$	$\dot{Q}_{CGII} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{19} h_{19}$
Condensador (C)	Evaporator (E)
\dot{Q}_{C} = \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{21} h_{21} – \dot{m}_{22} h_{22}	$\dot{Q}_{\rm E}$ = \dot{m}_{24} (h ₂₄ – h ₂₃)
Eficiencia del intercambiador de calor	Eficiencia del intercambiador de calor
de solución (SHE1)	de solución (SHE _m)
$\eta_{ m SHEl}$ =(h_{13} - h_2)/(h_{12} - h_2)	$\eta_{ m SHEm}$ =(h_4 - h_3)/(h_9 - h_3)
Eficiencia del intercambiador de calor	Trabajo de la bomba
de solución (SHE _h)	$(\dot{W}_{\rm pl})$
$\eta_{\rm SHEm}$ =(h ₅ - h ₄)/(h ₆ - h ₄)	$\dot{W}_{pl} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$
Coeficiente de operación	
$COP = \dot{Q}_{E} / (\dot{Q}_{G} + \dot{W}_{pl})$	

Conservación de energía:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_{s} h_{s} - \sum \dot{m}_{e} X_{e}$$
(6.3)

Finalmente, las propiedades físicas y termodinámicas para las mezclas de trabajo H_2O -LiBr, NH_3 -Li NO_3 y H_2O -Hidróxidos se obtuvieron por Y. Kaita [190], Infante Ferreira - Libotean [[107], [89]-[90]] y Herold [191], respectivamente.

6.4. Resultados teóricos

En este apartado se presentan los resultados más sobresalientes que se obtuvieron para los ciclos termodinámicos avanzados con las diferentes mezclas de trabajo que se propusieron. Sin embargo, debido a que la investigación y las simulaciones se llevaron a cabo por varios autores, entre ellos: el Dr. Wilfrido Rivera, el M. I. Luis Domínguez y la M. I. Mexitli Sandoval, en esta sección solo se muestran las aportaciones personales para cada mezcla y configuraciones en particular (la información completa se encuentra en los artículos que se publicaron en revistas, congresos y simposios [[118], [192]-[193]]).

6.4.1. Mezcla de trabajo H₂O-LiBr

En la figura 6.6 se muestra una comparación de los COP respecto a la temperatura de generación para las diferentes configuraciones de los ciclos avanzados de refrigeración por absorción para la mezcla H_2O -LiBr.

Como se puede apreciar en la figura 6.6, los COP incrementan a medida que las temperaturas de generación son superiores. Los COP más altos se obtienen con los ciclos de doble efecto en los que se alcanzan valores teóricos de hasta 1.5. Sin embargo, para los sistemas de doble efecto se requieren temperaturas de generación superiores a 150 °C, lo que puede ser un inconveniente. Por otra parte, se puede observar que los COP más bajos se obtienen con el sistema de medio efecto en donde se consiguen valores teóricos inferiores a 0.5. No obstante, las temperaturas de generación que se requieren en los sistemas de medio efecto se encuentran en el rango de 60 y 80 °C, lo cual son temperaturas de generación en los ciclos de doble efecto. Las bajas temperaturas de generación en los ciclos de medio efecto se pueden alcanzar fácilmente con colectores solares de placa plana, mientras que para los sistemas de doble efecto se necesitan tecnologías solares más complejas y por ende, más costosas. Por último, se puede



Figura 6.6: Comparación de los COP en función de las temperaturas de generación T_G para las diferentes configuraciones de los sistemas de refrigeración.

observar que los COP intermedios se obtienen con los sistemas de simple efecto (entre 0.7 y 0.9) a temperaturas de generación moderadas.

En la figura 6.7 se muestra la comparación de las relaciones de flujo (RF) en función de las temperaturas de generación para los ciclos avanzados por absorción. Se puede apreciar que la relación de flujo (RF) representa la fracción del flujo másico de solución que se bombea del absorbedor al generador entre el flujo másico del refrigerante que se produce. Es importante mencionar que la cantidad de refrigerante que se produce está directamente relacionado con el tamaño de estos últimos componentes.

Como se puede ver en la figura 6.7, la RF disminuye a medida que se incrementa la temperatura de generación en los cuatro sistemas. Este comportamiento es de esperarse, ya que a medida que se incrementa la temperatura de generación, también aumenta la cantidad de refrigerante que se produce y como consecuencia el COP del sistema también incrementa. En pocas palabras, a bajos valores de RF se tienen elevadas cantidades de refrigerante y por ende un mayor COP.

En la figura 6.8 se exponen los COP en función de las temperaturas de evapora-



Figura 6.7: Comparación de los FR en función de las temperaturas de generación T_G para las diferentes configuraciones de los sistemas de refrigeración.

ción para los ciclos avanzados por absorción. En la figura 6.8(a) se muestran las configuraciones de simple y medio efecto y en la figura 6.8(b) los ciclos de doble efecto.



Figura 6.8: (a) COP en función de T_E para los ciclos de simple y medio efecto; (b) COP en función de T_E para los ciclos de doble efecto.

Como se puede apreciar en las figuras 6.8(a) y 6.8(b), el COP aumenta con el incremento de las temperaturas de evaporación. En la figura 6.8(a) se puede ver

que para estas condiciones específicas ($T_G = 75 \text{ °C y } T_A = T_C = 35 \text{ °C}$), el rango de operación del ciclo de medio efecto es muy limitado ya que opera entre 2 y 4 °C, mientras que el ciclo de simple efecto puede funcionar entre 2 °C y 19 °C con COP máximos de 0.9. Por su parte, en la figura 6.8(b) se puede distinguir que los ciclos de doble efecto alcanzan COPs más altos, siendo el ciclo de doble efecto en serie el que obtiene valores de hasta 1.63, aunque el ciclo de doble efecto inverso presenta un mayor rango de operación. Si se comparan los COP de los cuatro ciclos, se puede ver nuevamente que los valores más altos se obtienen con los sistemas de doble efecto, seguidos por el simple efecto y finalmente el medio efecto. El ciclo de simple efecto presenta el mayor rango de operación comparado con el resto de los sistemas.

Finalmente, en la figura 6.9 se muestran los COP en función de las temperaturas de condensación-absorción para los ciclos avanzados por absorción. De igual manera que en la figura 6.8, para la figura 6.9(a) se muestran las configuraciones de los sistemas de simple y medio efecto y en la 6.9(b) los sistemas de doble efecto.



Figura 6.9: (a) COP en función de $T_C = T_A$ para los ciclos de simple y medio efecto; (b) COP en función de $T_C = T_A$ para los ciclos de doble efecto.

Como se muestra en la figura 6.9 los COPs disminuyen a medida que se incrementa la temperatura de condensación-absorción. En la figura 6.9(a) se puede apreciar que para las condiciones específicas que se exponen, el ciclo de medio efecto es el que puede operar a las temperaturas de condensación-absorción más altas, pudiendo operar hasta 50 °C. Este comportamiento en los sistemas de medio efecto, a pesar de los bajos COPs, presentan una ventaja sobresaliente debido a que son adecuados para operar en lugares con temperaturas ambiente muy altas (ya que T_C-T_A están relacionados directamente con la temperatura

ambiente). En cuanto al ciclo de simple efecto, se tiene la limitante que no puede operar a temperaturas superiores a los 40 °C de condensación-absorción. Por su parte en la figura 6.9(b), nuevamente se puede observar que los ciclos de doble efecto obtienen los mejores COPs, sin embargo, tienen un rango de temperaturas de condensación-absorción muy limitado, ya que pueden operar en el rango de operación de entre 28 y 37 °C. También se puede observar que para las condiciones establecidas, el ciclo de doble efecto en serie presenta un mayor rango de operación.

6.4.2. Mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃

En la figura 6.10 se muestran los COPs en función de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de evaporación y condensación-absorción para el ciclo de doble efecto en serie operando con la mezcla de trabajo NH_3 -LiNO₃.



Figura 6.10: COP en función de las temperaturas de generación para el ciclo de doble efecto en serie para temperaturas de condensación-absorción de: (a) 30° C, (b) 40° C y (c) 50° C.

Como se puede observar en la figura 6.10, con la configuración de doble efecto en serie se pueden alcanzar COPs de hasta 1.15. Sin embargo, para este sistema se requieren temperaturas de generación superiores a 130 °C para que pueda operar. De hecho, para obtener COPs superiores a 1.0, las temperaturas de generación deben ser de al menos 150 °C (dependiendo de las temperaturas de condensación-absorción y de la temperatura de evaporación que se desea). También se puede observar que los COPs disminuyen considerablemente a medida que se incrementan las temperaturas de condensación-absorción y con la disminución de las temperaturas de evaporación.

La figura 6.11 muestra los COPs para un sistema de enfriamiento por absorción de triple efecto en serie en función de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de evaporación y condensación-absorción de 30 °C y 40 °C, respectivamente.



Figura 6.11: COP en función de las temperaturas de generación para el ciclo de triple efecto para temperaturas de condensación-absorción de: (a) 30° C y (b) 40 °C.

En la figura 6.11 se puede ver que el ciclo de triple efecto, a diferencia del doble efecto en serie, no muestra el COP para temperaturas de condensación-absorción de 50 °C. Esto se debe a que el sistema de triple efecto no puede funcionar a esas condiciones de operación. El COP máximo que se puede obtener con esta configuración es de 1.22 (ligeramente superior que el que se consiguió con la configuración de doble efecto en serie). Además, se puede ver que los COPs disminuyen a medida que la temperatura de evaporación es menor. Sin embargo, la disminución es aún más drástica que en las configuraciones de doble efecto. También se puede ver que la temperatura más baja de evaporación que se puede alcanzar es de -10 ° C para una temperatura de condensación-absorción de 40 °C la

temperatura más baja de evaporación es de 0 °C . Esto limita el funcionamiento del sistema de triple efecto principalmente para aplicaciones como aire acondicionado. Finalmente, aunque los sistemas de triple efecto presentan elevados valores de COPs, es importante mencionar que operan a temperaturas de generación superiores a 175 °C y presentan tres desventajas importantes: i) los sistemas de triple efecto requieren más componentes que cualquier configuración para su funcionamiento, con lo cual se incrementan sus cotos y dificultades de operación, ii) los COPs decrecen rápidamente con el incremento de las temperaturas de condensación-absorción (inclusive más rápido que en los sistemas de doble efecto) y iii) no se pueden alcanzar temperaturas de evaporación inferiores a -10 °C, por ende, su funcionamiento está limitado principalmente para aplicaciones de aire acondicionado.

6.4.3. Mezcla de trabajo H₂O-Hidróxidos

En la figura 6.12 (a, b, c y d) se muestran los COPs para un sistema de enfriamiento de simple efecto que opera con la mezcla de trabajo H₂O-hidróxidos, los COPs se encuentran en función de la temperatura de generación para temperaturas de condensación-absorción de 35 °C, 40 °C, 45 °C y 50 °C, respectivamente.

Como se puede ver en la figura 6.12(a, b, c y d) para el sistema de enfriamiento de simple efecto, los COPs aumentan considerablemente a bajas temperaturas de generación y luego se mantienen casi constantes, incluso a medida que las temperaturas de generación continúan aumentando. Se espera que cuando la temperatura de generación aumenta, también incrementa la producción de refrigerante, así como la potencia de enfriamiento, y por ende, el COP. Sin embargo, debido a las condiciones que se establecieron para la simulación con una potencia de enfriamiento constante, aunque la temperatura de generación incrementa no se produce una mayor generación de refrigerante, por lo tanto, el sistema alcanza un máximo y los COPs dejan de incrementar. Además, se puede ver para los cuatro casos que los COPs más altos se obtienen a las temperaturas de condensación-absorción más bajas (35 °C) alcanzando valores cercanos a 0.9. Mientras que los COPs más bajos se obtuvieron a las temperaturas de condensación-absorción de 50 °C. También se puede observar que el sistema de simple efecto requiere temperaturas de generación más altas para operar a mayores temperaturas de condensación-absorción, ya que a $T_C = T_A = 35$ °C el sistema puede operar a temperaturas de generación desde 70 °C, mientras que para una $T_C = T_A = 50$ °C el sistema necesita temperaturas de generación superiores a 95 °C.

En la figura 6.13(a, b, c y d) se muestran los COPs para un sistema de



Figura 6.12: (a, b, c y d). COP en función de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación para un sistema de enfriamiento de simple efecto.

enfriamiento de medio efecto en función de la temperatura de generación para temperaturas de condensación-absorción de $35 \,^{\circ}$ C, $40 \,^{\circ}$ C, $45 \,^{\circ}$ C y $50 \,^{\circ}$ C, respectivamente. En la figura 6.13(a, b, c y d) se pueden observar tendencias muy similares a las que se mostraron en el sistema de simple efecto, ya que los COPs incrementan rápidamente a bajas temperaturas de generación hasta alcanzar

un máximo. Los valores de los COPs son aproximadamente la mitad de los que se obtienen con el sistema de simple efecto, ya que los valores máximos que se alcanzaron son de 0.42. En la figura 6.13(a) se puede observar que el sistema de medio efecto funciona a temperaturas de generación mayores a 70 °C con temperaturas de condensación de 35 °C. Sin embargo, a medida que se incrementa la temperatura de condensación-absorción (figuras 6.13(b, c y d)), el sistema requiere mayores temperaturas de generación para que pueda operar. También se puede observar que los COPs disminuyen con el incremento en la temperatura de condensación.

De igual manera que en las figuras 6.12 y 6.13, en la figura 6.14 (a, b, c y d) se muestran los COPs en función de las temperaturas de generación para un sistema de enfriamiento de doble efecto. En la figura 6.14(a, b, c y d) se observan aumentos considerables en los COPs, comparados con los sistemas de simple y medio efecto. Ya que en los sistemas de doble efecto se pueden alcanzar COPs de hasta 2.0, en lugar de los 0.9 y 0.42 que se lograron con los sistemas de simple y medio efecto, respectivamente. Los valores altos en los ciclos de doble efecto eran de esperarse, ya que el refrigerante se produce tanto en el generador de alta presión como en el CG a presión intermedia, en donde se suministra calor únicamente en el generador. Sin embargo, los sistemas de doble efecto requieren temperaturas de generación más altas que los sistemas de simple y medio efecto, lo cual puede ser una desventaja. Además, se puede apreciar que la temperatura de generación mínima para que el sistema de doble efecto pueda funcionar es de 120 °C para una $T_C = T_A = 35$ °C, y 130 °C para una $T_C = T_A =$ 50 °C, dependiendo de la temperatura de evaporación. También se puede ver que los COPs disminuyen considerablemente con el aumento de las temperaturas de condensación-absorción (ya que a una temperatura de condensación de 50 °C se alcanzan COPs máximos de 1.4), y ligeramente con las temperaturas de evaporación.

Finalmente, en la figura 6.15 (a, b, c, y d) se muestran los COPs de un sistema de enfriamiento de triple efecto que funciona con la mezcla de trabajo H_2O -hidróxidos.

En la figura 6.15 (a, b, c y d) se puede observar que los sistemas de triple efecto pueden alcanzar COPs de hasta 2.6 con temperaturas de condensación-absorción de 35 °C. Sin embargo, los sistemas de triple efecto requieren de temperaturas de generación aún mayores que en los sistemas de doble efecto, ya que se requieren al menos 150 °C para llevar a cabo la operación del sistema. Como era de esperarse, los COPs son mayores debido a que el refrigerante se produce en el generador, en el CG_I y en CG_{II}, en donde solo se suministra calor al generador. Por lo tanto, se tiene un reaprovechamiento de energía interno muy alto en



Figura 6.13: (a, b, c y d). COP en función de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación para un sistema de enfriamiento de medio efecto.

estos ciclos. A pesar de que los sistemas de triple efecto obtienen COPs altos, es importante mencionar que presentan algunas desventajas, tales como: requieren un mayor número de componentes y se necesitan temperaturas de generación más altas, por lo tanto, son sistemas más costosos y de operación más compleja. Finalmente, en la figura 6.15(d) se puede ver que el sistema puede funcionar



Figura 6.14: (a, b, c y d). COP en función de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación para un sistema de enfriamiento de doble efecto.

únicamente para temperaturas de evaporación de 9 °C y 11 °C (y no a temperaturas más bajas del evaporación), lo cual, representa también una desventaja en cuanto a la reducción de aplicaciones de este sistema para temperaturas de condensación altas.



Figura 6.15: (a, b, c y d). COP en función de las temperaturas de generación para diferentes temperaturas de condensación-absorción y evaporación para un sistema de enfriamiento de triple efecto.

6.5. Conclusiones

6.5.1. Mezcla de trabajo H₂O-LiBr

Hablando específicamente de los sistemas que operan con la mezcla de trabajo H₂O-LiBr, se obtuvieron COPs entre 1.1 y 1.75 para sistemas de doble efecto, seguidos por los COPs de 0.65-0.92 para sistemas de simple efecto y finalmente los COPs más bajos de 0.32-0.45 para los sistemas de medio efecto. Sin embargo, los ciclos de medio efecto requieren solamente temperaturas de generación de entre 60 y 80 °C, mientras que los sistemas de doble efecto requieren temperaturas de generación superiores a 150 °C. Por lo tanto, se puede deducir que las principales ventajas de los sistemas de medio efecto son las bajas temperaturas de generación que se requieren para su operación, además de que pueden operar en climas cálidos (altas temperaturas de condensación). Por otro lado, el sistema de simple efecto puede operar a temperaturas moderadas de generación (entre 80 y 100 °C) alcanzando un coeficiente de rendimiento razonable. Además, la configuración de simple efecto es la más sencilla y requiere de menor cantidad de componentes por lo que es el sistema más económico. En cuanto a los sistemas de doble efecto, se tiene que el sistema en serie obtiene los mayores COPs. Además, el sistema en serie puede funcionar en un rango más amplio de temperaturas de condensación-absorción que el sistema inverso de doble efecto.

6.5.2. Mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃

Del análisis que se realizó para la mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃, se concluye que el sistema de medio efecto tiene la capacidad de alcanzar las temperaturas de evaporación más bajas (-70 °C) y puede operar a partir de temperaturas de generación de 50 °C con COPs alrededor de 0.32. Por su parte, el sistema de simple efecto puede alcanzar COPs aproximadamente del doble de los que se obtuvieron con el ciclo de medio efecto, aunque requiere de mayores temperaturas de generación para su funcionamiento. Con los sistemas de doble efecto es posible obtener COPs de hasta 1.12, sin embargo, necesitan temperaturas de generación superiores a 140 °C para obtener valores de COPs relativamente aceptables. Además, los sistemas de doble efecto requieren de más componentes por lo que su operación es más compleja. Por último, los COPs más elevados se pueden conseguir con sistemas de triple efecto, los cuales pueden alcanzar valores de 1.20. Sin embargo, estos sistemas requieren temperaturas de generación muy elevadas (superiores a 170 °C) para su operación, son los sistemas más complejos y no se pueden usar para aplicaciones de refrigeración, sólo aplicaciones de aire acondicionado debido a que sus temperaturas de evaporación no son tan bajas.

6.5.3. Mezcla de trabajo H₂O-Hidróxidos

Para la mezcla de trabajo de H_2O -hidróxidos se concluye que los sistemas de medio efecto no mostraron ninguna ventaja sobre los sistemas de simple efecto, ya que funcionan con similares temperaturas de generación pero con COPs más bajos. Por su parte, el sistema de simple efecto obtiene COPs alrededor de 0.9. Con los sistemas de doble efecto es posible obtener COPs de hasta 1.9 a bajas temperaturas de condensación-absorción pero necesitan temperaturas de generación superiores a 120 °C para operar. Finalmente, con los sistemas de triple efecto fue posible alcanzar COPs de hasta 2.6. Sin embargo, el sistema de triple efecto necesita temperaturas de generación superiores a 150 °C para su funcionamiento. Además, los sistemas de triple efecto presentan rangos pequeños de operación y rápidos decaimientos en los COPs con el incremento de las temperaturas de generación.

Las últimas tendencias sobre ciclos de enfriamiento por absorción presentan un gran interés en los campos de investigación debido a que estas tecnologías pueden funcionar con energía solar o calor residual de las industrias como fuente de energía primaria. El aprovechamiento de energías limpias como la solar, o la reutilización de energía de desecho representan reducciones de los gases de efecto invernadero y ahorros de energía. Finalmente, de los resultados que se mostraron anteriormente de las simulaciones teóricas se puede concluir que los sistemas que operan con las mezclas de trabajo H₂O-LiBr y H₂O-Hidróxidos presentan COPs más elevados respecto a la mezcla NH₃-LiNO₃. Sin embargo, el uso de H₂O como refrigerante restringe las temperaturas de evaporación por encima de los 0 °C, y por ende, las mezclas están limitadas solo para aplicaciones de aire acondicionado. Por su parte, los sistemas que operan con la mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃ pueden alcanzar temperaturas de evaporación muy bajas, por lo que estos sistemas pueden operar para una mayor diversidad de aplicaciones, tales como: aire acondicionado, refrigeración y congelación. En cuanto a las mezclas de trabajo H₂O-LiBr y H₂O-Hidróxidos se puede concluir que se obtienen COPs muy similares para todas las configuraciones de ciclos avanzados, aunque ligeramente menores para el H2O-Hidróxidos. No obstante, una característica muy importante de la mezcla H₂O-hidróxidos es que todos los sistemas pueden funcionar a temperaturas de condensación-absorción de hasta 50 °C, lo cual da la posibilidad de que los sistemas puedan ser refrigerados por aire, siendo una gran ventaja sobre otras mezclas.

6.5. Conclusiones

Capítulo 7

Conclusiones y Recomendaciones

7.1. Conclusiones

A partir de los resultados obtenidos del proyecto de tesis doctoral, se puede concluir que los objetivos se completaron de manera satisfactoria. A continuación se exponen las principales conclusiones:

- La primera etapa experimental se llevó a cabo variando las temperaturas de generación (85-105 °C) y absorción-condensación (18-36 °C) mediante el uso de los sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento, respectivamente. Para mejorar la estabilidad de operación del SRSA, se modificaron las configuraciones de los sistemas auxiliares. Como resultados de las pruebas experimentales, en las corrientes secundarias se alcanzaron valores máximos promedio de 0.46 para el COP_e y potencias de enfriamiento y calentamiento de 1.61 y 4.03 kW, respectivamente. Por su parte, en las corrientes primarias se obtuvieron valores máximos promedio de 0.70 para el COP_i y potencias de enfriamiento y calentamiento de 2.46 y 3.97 kW, respectivamente. La mayor capacidad de enfriamiento se logró con 120 g/min de amoniaco generado. Tanto en generador como en condensador se alcanzó la presión máxima de operación de 1465 kPa, mientras que la presión máxima en el evaporador y absorbedor fue de 670 kPa.
- La segunda etapa experimental se realizó variando las temperaturas absorcióncondensación (18-36 °C) y manteniendo fija la temperatura de generación en 90 °C mediante el uso de los sistemas auxiliares. La experimentación consistió en encontrar estados estables de hasta 1 hora de duración y manipular las variables empíricas con mejor precisión. Como resultados de las pruebas experimentales, las corrientes secundarias presentaron coeficientes máximos de COP_e , potencia de enfriamiento y calentamiento de **0.49**, 1.97

kW y 3.99 kW, respectivamente, para una temperatura de absorción-condensación de 20 °C. Mientras que para una temperatura de absorción-condensación de 36 °C se obtuvieron coeficientes mínimos de COP_e, potencias de enfriamiento y calentamiento de **0.36**, 0.94 kW y 2.69 kW, respectivamente. Por su parte, las corrientes primarias presentaron en su mejor estado de operación un COP_i de 0.68 con potencias de enfriamiento y calentamiento de 2.04 y 2.99 kW, respectivamente, mientras que para su peor estado de operación arrojó como resultados un COP_i de 0.56 con potencias de enfriamiento y calentamiento de 1.14 y 2.02 kW, respectivamente. Además, para la segunda etapa experimental se alcanzó la producción máxima de 100 g/min de refrigerante y una temperatura de evaporación de 6.4 °C.

- La tercera y última etapa experimental se llevó a cabo variando las temperaturas absorción-condensación (20-32 °C) y generación (80-85 °C) mediante los sistemas auxiliares. El temperatura del agua que se suministró al evaporador se fijó en 18 °C y se incrementaron los flujos másicos de agua de las cuatro corrientes externas. Además, se reconfiguró la instalación del intercambiador de solución para mejorar la transferencia de calor entre las corrientes de solución concentrada y diluida. Como resultados se obtuvieron COP_i máximos de 0.80 con potencias de evaporación y generación de 3.03 y 3.78 kW, respectivamente. Por su parte, se presentaron COP_e máximos de **0.49** con potencias de enfriamiento y calentamiento de 1.85 y 3.77 kW, respectivamente. Con flujos másicos de agua altos se garantiza que la presión del absorbedor no se eleve demasiado garantizando un mejor proceso de absorción de vapor refrigerante en la solución, y por ende, menores temperaturas de evaporación, mayores potencias frigoríficas y mejores COPs. Además, con la modificación en el intercambiador de solución se incrementó la eficiencia térmica de 40 a 82% al mejorar la turbulencia del flujo de la solución.
- En lo que respecta a las efectividades de los componentes, se encontró que el evaporador y condensador presentaron coeficientes de 0.99 a 1.00, siendo los componentes más eficientes desde el punto de vista de la transferencia de calor. Por su parte, el absorbedor presentó efectividades de 0.59 a 0.94, siendo mejor a temperaturas mayores de generación y temperaturas menores de absorción-condensación. Finalmente, el generador mostró efectividades de 0.53 a 0.91. Las altas efectividades en el evaporador y condensador eran de esperarse debido a que son intercambiadores de calor de placas, mientras que el generador y absorbedor son intercambiadores de película descendente y presentan mayores irreversibilidades.

- Se determinaron experimentalmente los coeficientes convectivos de transferencia de calor de la película descendente NH₃-LiNO₃ del generador y absorbedor y se obtuvieron correlaciones matemáticas que reprodujeran los datos experimentales. En el generador, los coeficientes convectivos variaron entre 85 y 340 kW/m²K para temperaturas de generación de 85 a 105 °C. Por su parte, los coeficientes convectivos en el absorbedor variaron entre 400 y 700 kW/m²K. El modelo matemático IV-A fue el que presentó el mejor ajuste respecto a los datos experimentales en el generador, ya que presentó un error medio absoluto de 0.7 kW/m²K, un error relativo medio de 5.4 % y una R² de 0.95. Por su parte, el modelo I-B mostró el mejor ajuste de los datos experimentales en el absorbedor, el cual mostró un error absoluto de 0.5 kW/m²K, un error relativo medio de 6.3 % y una R² de 0.70.
- En cuanto al estudio y modelación matemática de ciclos avanzados de absorción del tipo I para producir enfriamiento, se concluye que para la mezcla de trabajo H_2O -LiBr se obtuvieron COP's entre 1.1 y 1.75 para sistemas de doble efecto, seguidos por los COP's de 0.65-0.92 para sistemas de simple efecto y finalmente los COP's más bajos de 0.32-0.45 para los sistemas de medio efecto. Sin embargo, los ciclos de medio efecto requieren temperaturas de generación de entre 60 y 80 °C, mientras que los sistemas de doble efecto necesitan temperaturas de generación superiores a 150 °C. Por lo tanto, se puede deducir que las principales ventajas de los sistemas de medio efecto son las bajas temperaturas de generación que se requieren para su operación, además de que pueden operar en climas cálidos. Por otro lado, el sistema de simple efecto puede operar a temperaturas moderadas de generación y tiene la configuración más sencilla y requiere de menor cantidad de componentes, por lo tanto es el sistema más económico. En cuanto a los sistemas de doble efecto, se tiene que el sistema en serie obtiene los mayores COP's. Además, el sistema en serie puede funcionar en un rango más amplio de temperaturas de condensación-absorción que el sistema inverso de doble efecto.
- Para el estudio y modelación matemática de ciclos avanzados de absorción para producir enfriamiento con la mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃, se concluye que el sistema de medio efecto tiene la capacidad de alcanzar las temperaturas de evaporación más bajas (-70 °C) y puede operar a partir de temperaturas de generación de 50 °C con COP's alrededor de 0.32. Por su parte, el sistema de simple efecto puede alcanzar COP's aproximadamente del doble de los que se obtuvieron con el ciclo de medio efecto, aunque requiere de mayores temperaturas de generación para su funcionamiento. Con los sistemas de doble efecto es posible obtener COP's de hasta 1.12, sin embargo,

necesitan temperaturas de generación superiores a 140 °C para obtener valores de COP's relativamente aceptables. Por último, los COP's más elevados se pueden conseguir con sistemas de triple efecto, los cuales pueden alcanzar valores de 1.20. Sin embargo, los sistemas de triple efecto necesitan temperaturas de generación muy elevadas para su operación (superiores a 170 °C), son los sistemas más complejos y no se pueden usar para aplicaciones de refrigeración, sólo aplicaciones de aire acondicionado debido a que sus temperaturas de evaporación no son tan bajas.

- Finalmente, para el estudio y modelación matemática de ciclos avanzados de absorción para producir enfriamiento con la mezcla de trabajo H₂O-hidróxidos, se concluye que los sistemas de medio efecto no mostraron ninguna ventaja sobre los sistemas de simple efecto ya que funcionan con similares temperaturas de generación pero con menores COP's. Por su parte, el sistema de simple efecto obtiene COP's alrededor de 0.9. Con los sistemas de doble efecto es posible obtener COP's de hasta 1.9 a bajas temperaturas de condensación-absorción pero necesitan temperaturas de generación superiores a 120 °C para operar. Por último, los sistemas de triple efecto pueden alcanzar COP's de hasta 2.6, sin embargo, necesitan temperaturas de generación superiores a 150 °C para su funcionamiento y presentan rangos pequeños de operación con rápidos decaimientos en los COP's con el incremento de las temperaturas de generación.
- Para el estudio y modelación matemática de ciclos avanzados de absorción del tipo II para revaloración de energía, se concluye que la mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃ se puede utilizar en aplicaciones de transformadores de calor. A pesar de que la mezcla de trabajo H₂O-LiBr presenta mejores COP, η y GTL para todas las condiciones analizadas, tiene problemas de corrosión y cristalización a temperaturas altas de operación, lo cual no es el caso para la mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃. Para los ciclos convencionales sin resorción (AHT v DAHT), el COP v η son mayores respecto a los sistemas con resorción (RHT y DRHT) a las condiciones de operación establecidas. Sin embargo, los sistemas convencionales sin resorción operan con presiones muy elevadas, lo cual establece una limitación importante en la aplicación de la mezcla de trabajo NH₃-LiNO₃ y no pueda ser aplicable. Por lo tanto, el circuito de resorción presenta una alternativa en los transformadores de calor para minimizar el problema de las presiones elevadas con mezclas de trabajo que utilizan NH₃ como refrigerante. El ciclo RHT presenta una capacidad de incrementar la temperatura del calor suministrado de entre 30 y 50 °C con COP's de hasta 0.51. Por su parte, el ciclo DRHT presenta una capacidad de incrementar la temperatura del calor suministrado de entre 30 y 60 °C, con

esto se concluye que el sistema doble no presenta grandes ventajas respecto al ciclo simple debido a que es un sistema más complejo (requiere muchos componentes para su operación), aunado a sus bajos COP y GTL.

 Con la evaluación y demostración del funcionamiento del SRSA se puede concluir que se cuenta con la capacidad de diseñar y construir sistemas de enfriamiento por absorción que operen con energía solar o alguna otra fuente térmica de calentamiento. La principal finalidad de los sistemas térmicos de absorción, además de que ayudan a mitigar el consumo de hidrocarburos y los efectos de cambio climático, es que puedan ser utilizados en lugares remotos donde no se disponga de electricidad, o bien, en lugares donde el concepto de facturación eléctrica sea muy costosa debido al uso de sistemas de aire acondicionado que utilizan exclusivamente electricidad para su operación, lo cual se da principalmente en muchas ciudades y poblaciones del norte y sureste del país.

7.2. Recomendaciones

- Realizar una una serie de pruebas experimentales donde se pueda variar la apertura de la válvula de expansión para encontrar los mayores flujos másicos de refrigerante producido, que a su vez determinarán las mayores potencias de enfriamiento, y también para encontrar las temperaturas más bajas de operación del SRSA y producir hielo.
- Mejorar el aislamiento térmico con la con la finalidad de reducir pérdidas al ambiente y mejorar la transferencia de calor entre los componentes.
- Buscar una bomba que sea compatible con la solución. Esto se debe a que la bomba que se usó durante las pruebas experimentales presentó fallas debido a la corrosión del amoniaco. De ser posible, adaptar a la bomba de solución un motor de velocidad variable para controlar con mayor precisión el flujo de solución que se bombea al generador.
- Introducir en el generador y absorbedor un medidor de nivel debido que las mirillas no siempre son útiles.
- Investigar y probar otras mezclas de trabajo alternativas con los mismos equipos con la finalidad de encontrar mejores COP's y mejorar el ahorro energético.
- Añadir al SRSA un sistema de automatización para que pueda funcionar por sí solo y que a su vez aproveche la energía que se suministra al sistema de manera óptima.
- Con la finalidad de mejorar los modelos matemáticos de los coeficientes convectivos de transferencia de calor de la mezcla NH₃-LiNO₃ en el generador y absorbedor, se recomienda obtener previamente las correlaciones de la solución para la zona de subenfriamiento.

Conclusiones y recomendaciones

Recomendaciones

Apéndices

- A.- Protocolo de operación del SRSA
- **B.-** Propagación de errores
- C.- Resultados experimentales del SRSA

Apéndice A

Protocolo de operación del SRSA

Para llevar a cabo la evaluación experimental del SRSA es necesario tener procedimientos y metodologías establecidas con el fin de obtener una operación exitosa y sin riesgos para los operadores.

En la figura A.1 se muestra un diagrama esquemático en el que se muestra la distribución de las válvulas y manómetros que se encuentran montados en los equipos que conforman el sistema de refrigeración. La metodología de arranque y paro se apoyan en dicho diagrama.

A continuación se describe una metodología para el procedimiento de arranque y paro del SRSA, así como también un procedimiento para el paro del sistema en caso de emergencia.

Procedimiento de arranque

Para arrancar el sistema de refrigeración se deben seguir los pasos que se muestran a continuación:

- 1. Encender fuentes de voltaje, adquisitor de datos y computadora portátil.
- 2. Abrir el programa REFRI_VERTICAL.vee (se encuentra un acceso directo en el escritorio).
- 3. Revisar que se encuentren cerradas las válvulas: VE1, VE2, V1, V2, V3, V4, V9, V11, V12, V13, V14 y V15. (Las válvulas V2 y V13 siempre deberán estar cerradas debido a que solo sirven para carga o purga del sistema, por lo que se recomienda fijar ambas válvulas con un tornillo).
- 4. Revisar que se encuentren abiertas las válvulas: V5, V6, V7, V8 y V10.



Figura A.1: Diagrama esquemático de la ubicación de las válvulas y manómetros en el sistema de refrigeración.

- 5. Encender el sistema de calentamiento y establecer una temperatura de generación (T_G). Abrir válvulas que interconectan el sistema de calentamiento con el sistema de refrigeración y establecer flujo másico.
- 6. Encender sistema de enfriamiento y establecer una temperatura de condensación-absorción ($T_C = T_A$).
- 7. Abrir válvulas que interconectan el sistema de enfriamiento con el condensador y absorbedor del SRSA y establecer los respectivos flujos másicos.
- 8. Encender la bomba del agua a refrigerar y establecer su flujo másico. (El agua pasa por el evaporador y se almacena en un tanque de 250 litros de capacidad).
- 9. Precalentar el generador durante 30 minutos antes de comenzar la prueba experimental.

- 10. Revisar niveles de solución a través de las mirillas en absorbedor y generador. (Se recomienda comenzar con la mirilla del absorbedor llena y la mirilla del generador hasta 1/4 de altura).
- 11. Iniciar programa de adquisición de datos.
- 12. Abrir las válvulas: V1, V4 y V9.
- 13. Encender la bomba de solución.
- 14. Controlar niveles de la solución en el absorbedor y generador por medio de las válvulas V3 y VE1. Esto se logra ajustando flujos similares, es decir, que el flujo que se envía al generador sea ligeramente superior que el flujo másico que regresa al absorbedor. Se recomienda abrir la válvula del bypass una vuelta y media y posteriormente equilibrar el flujo de retorno con la válvula de expansión VE1.
- 15. Revisar presiones en generador y absorbedor. Si existe un diferencia de presiones mayor o igual a 5 bar, abrir las válvulas: V11, V12, V14 y V15. La VE2 se abre solamente 1/4 de vuelta. En caso de tener presiones muy similares se recomienda mandar mayor flujo másico de solución al generador (se cierra paulatinamente el bypass).
- 16. Se recomienda esperar entre 30 y 60 minutos para que el sistema de refrigeración se estabilice y se alcancen estados estables.

Procedimiento de paro

Una vez que se han realizado las pruebas experimentales del SRSA y se pretende detener la operación se prosigue con el procedimiento de paro, el cual consiste de los siguientes pasos:

- Detener y cerrar el programa de adquisición de datos. Al cerrar el programa se indica que SI se desean guardar los cambios.
- Entrar en la carpeta REFRI_VERTICAL que se encuentra en el escritorio de la computadora portátil, copiar el archivo NUEVO.DAT y pegarlo dentro de la carpeta PRUEBAS. Posteriormente cambiar el nombre del documento .DAT con el siguiente formato: dd-mm-aaaa.
- Apagar el sistema de calentamiento y cerrar las válvulas que lo conectan al sistema de refrigeración.
- Apagar la bomba de solución y la bomba de agua del evaporador.
- Controlar los niveles de solución con la VE1, de tal manera que la mirilla del absorbedor se encuentre entre llena y 3/4 de altura y la del generador se encuentre entre vacía y 1/4 de altura.
- Aislar las presiones alta y baja, de tal manera que se cierran las válvulas: V11, V12, V14, V15, V1, V4, V9, VE1 y VE2.
- Apagar la computadora portátil, adquisitor de datos y fuentes de voltaje.
- Apagar el sistema de enfriamiento y cerrar las válvulas que lo conectan al sistema de refrigeración.

Paro de emergencia

El SRSA puede presentar una serie de contingencias durante el proceso de operación o paro, entre otras: las sobrepresiones y fugas de solución o refrigerante. Es por ello que es de carácter obligatorio el uso del equipo de seguridad que consta de: bata, lentes de seguridad, zapatos cerrados, guantes de carnaza y mascarillas con filtro especial para amoniaco.

Sobrepresiones

Los pasos necesarios que se deben llevar a cabo en caso de sobrepresiones en el sistema de refrigeración se muestran a continuación:

- Abrir las válvulas de seguridad del sistema de refrigeración (una se encuentra sobre el generador y la otra sobre el absorbedor).
- Apagar rápidamente el sistema de calentamiento y cerrar las válvulas que lo conectan al SRSA.
- Apagar la bomba de solución.
- Aislar los flujos de solución y agua en el generador cerrando las válvulas: V6, V7 y V10.
- Dejar encendido el sistema de enfriamiento para que ayude a disipar calor de la solución y con ello reducir la presión.

En caso de Fugas

Los pasos necesarios que se deben llevar a cabo en caso de fugas de solución o refrigerante en el SRSA se muestran a continuación:

- Detener el proceso de operación del sistema de refrigeración según procedimiento de paro.
- Detectar el lugar de la fuga en forma visual. En caso de que la fuga no se pueda apreciar de forma visual se deben de utilizar mechas de azufre. El azufre reacciona con el amoniaco produciendo un humo blanco.
- Cerrar las válvulas que se encuentran antes y después de la fuga, de tal manera que la fuga quede aislada.
- Humedecer un trapo y colocarlo sobre la fuga. Esto es con la finalidad para que se absorban los olores.

Si la fuga se encuentra en una unión:

• Apretar con la herramienta adecuada y sin hacer palanca.

Si la fuga se encuentra en una válvula:

 Abrir y cerrar repetidas ocasiones para que el sello interno se re-acomode. También se debe ajustar el vástago de tal manera que no quede flojo.

Si la fuga no se detiene:

 Desmontar la parte afectada y reparar la fuga cambiando de válvula o poniendo mayor cantidad de teflón para que de mayor ajuste.

Apéndice B Propagación de errores

Durante cualquier tipo de experimentación es muy común utilizar expresiones matemáticas en donde se involucra la medición de algunas variables para la obtención de un resultado. Las mediciones de las magnitudes de las variables no son exactas debido a que siempre existen errores experimentales que son inevitables y surgen por algún defecto del instrumento de medición, una falla del operador o del proceso de medición. Por lo tanto, si las mediciones tienen un error asociado, el resultado también lo tendrá debido a que el error se propaga en el cálculo de la expresión matemática. Por tal motivo es conveniente conocer la magnitud o valoración del error en un resultado. Según la teoría de propagación o transporte de errores, éstos se combinan de acuerdo con ciertas reglas o ecuaciones. Partiendo de las ecuaciones de propagación de errores propuestas por Verma, Taylor y Kuyatt [[114],[115]], a continuación se presentan tabulados los errores asociados al COP_e (εCOP_e) para las tres etapas experimentales del SRSA.

Cuadro B.1: Propagación de errores en cargas térmicas y $\mbox{COP}_{\rm e}$ (Primera Etapa experimental).

T_{G}	T_{C}	$\dot{Q}_{\mathrm{E,e}}$	$\epsilon \dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{E,e}}$	$\dot{Q}_{G,e}$	$\epsilon \dot{Q}_{\mathrm{G,e}}$	COP_{e}	ϵCOP_e
(°C)	(°C)	(kW)	(-)	(kW)	(-)	(-)	(-)
85.1	18.1	1.04	0.07	3.18	0.44	0.25	0.04
85.2	20.1	0.94	0.07	2.95	0.45	0.24	0.04
85.2	22.1	0.76	0.06	2.57	0.45	0.22	0.04
85.0	23.7	0.62	0.05	2.22	0.44	0.19	0.04
85.2	26.1	0.54	0.05	2.14	0.44	0.17	0.04
85.3	28.0	0.49	0.04	2.00	0.44	0.16	0.04
85.4	29.8	0.43	0.04	2.07	0.44	0.14	0.03
85.1	31.9	0.32	0.03	2.42	0.44	0.09	0.02
85.2	34.2	0.16	0.02	2.44	0.44	0.05	0.01
90.1	18.1	1.49	0.08	3.22	0.44	0.36	0.05
90.1	20.1	1.37	0.08	2.99	0.44	0.35	0.06
90.1	22.1	1.34	0.08	2.91	0.44	0.35	0.06
90.2	24.0	1.46	0.09	3.15	0.44	0.34	0.05
90.1	26.0	1.29	0.08	2.81	0.44	0.34	0.06
90.2	28.1	1.21	0.08	2.66	0.45	0.33	0.06
90.1	30.0	1.17	0.08	2.56	0.44	0.33	0.06
90.3	31.8	1.14	0.08	2.51	0.44	0.33	0.06
90.2	34.2	0.99	0.07	2.22	0.44	0.31	0.07
90.4	36.3	1.05	0.07	2.42	0.44	0.31	0.06
94.9	17.9	1.07	0.07	2.86	0.45	0.28	0.05
94.7	19.9	1.09	0.07	3.05	0.45	0.27	0.04
94.9	22.0	0.97	0.07	2.94	0.45	0.25	0.04
94.9	24.1	0.83	0.06	2.73	0.45	0.22	0.04
95.0	26.0	0.64	0.05	2.31	0.45	0.20	0.04
95.3	28.0	1.40	0.09	2.78	0.45	0.36	0.06
95.5	30.2	1.52	0.09	2.91	0.44	0.35	0.06
95.3	31.9	1.25	0.08	2.65	0.44	0.34	0.06
95.4	33.9	1.07	0.08	2.35	0.44	0.32	0.06
95.4	35.9	0.96	0.07	2.19	0.44	0.30	0.07

Cuadro B.2: Continuación: Propagación de errores en cargas térmicas y ${\rm COP}_{\rm e}$ (Primera Etapa experimental).

T_{G}	T_{C}	$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{E,e}}$	$\epsilon \dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{E,e}}$	$\dot{Q}_{G,e}$	$\epsilon \dot{Q}_{\mathrm{G,e}}$	COP_{e}	ϵCOP_e
(°C)	(°C)	(kW)	(-)	(kW)	(-)	(-)	(-)
99.9	18.0	1.56	0.08	4.03	0.45	0.32	0.04
100.0	20.0	1.50	0.08	3.78	0.45	0.32	0.04
100.0	22.1	1.34	0.08	3.47	0.44	0.30	0.04
100.1	24.0	1.16	0.07	3.08	0.44	0.29	0.05
100.0	26.1	1.03	0.07	3.04	0.44	0.26	0.04
100.0	28.0	0.91	0.06	3.04	0.45	0.23	0.04
99.9	30.0	0.86	0.06	3.13	0.45	0.21	0.03
100.2	30.2	1.20	0.08	2.32	0.45	0.37	0.08
100.1	32.0	1.22	0.08	2.38	0.45	0.36	0.07
100.1	34.0	1.21	0.08	2.45	0.45	0.35	0.07
100.1	36.1	1.20	0.08	2.55	0.46	0.34	0.07
100.0	37.9	1.04	0.08	2.33	0.45	0.31	0.07
105.0	17.9	1.61	0.08	3.81	0.45	0.34	0.04
104.8	20.2	1.37	0.08	3.35	0.44	0.32	0.05
104.7	22.1	1.12	0.07	2.91	0.45	0.29	0.05
104.7	23.7	0.85	0.06	3.36	0.46	0.19	0.03
105.0	25.9	0.55	0.04	3.37	0.46	0.13	0.02
105.0	28.1	0.41	0.03	3.55	0.46	0.09	0.01
104.9	26.3	1.18	0.08	1.98	0.35	0.40	0.08
104.9	28.0	1.20	0.08	2.05	0.32	0.40	0.07
105.0	29.9	1.23	0.08	2.15	0.30	0.39	0.06
105.0	32.0	1.19	0.08	2.20	0.37	0.38	0.07
104.9	34.0	1.12	0.08	2.23	0.45	0.36	0.08
105.0	36.0	1.09	0.08	2.28	0.45	0.34	0.07
105.1	38.0	1.07	0.08	2.35	0.45	0.33	0.07
105.1	40.1	0.97	0.07	2.29	0.45	0.30	0.06

Propagación de errores

Cuadro I	B.3: Propagació	n de errores	s en car	gas térn	nicas y C	OP _e (Seg	unda 1	Etapa
experime	ental).							

T _G (°C)	T _C (°C)	Q _{E,e} (kW)	$\epsilon \dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{E,e}}$ (-)	(kW)	$\epsilon \dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{G,e}}$ (-)	COP _e (-)	€COPe (-)
90.1	20.0	1.97	0.15	3.99	0.45	0.39	0.05
90.1	22.0	1.88	0.15	3.82	0.45	0.39	0.05
90.2	24.0	1.80	0.15	3.67	0.45	0.39	0.05
90.0	26.0	1.77	0.15	3.66	0.45	0.39	0.06
90.3	28.1	1.72	0.15	3.65	0.45	0.38	0.06
90.2	30.1	1.65	0.15	3.65	0.45	0.37	0.06
90.0	32.1	1.52	0.15	3.63	0.45	0.34	0.05
90.0	34.0	1.30	0.15	3.26	0.45	0.32	0.06
90.1	36.0	0.95	0.15	2.70	0.45	0.26	0.06

Cuadro B.4: Propagación de errores en cargas térmicas y $\text{COP}_{\rm e}$ (Tercera Etapa experimental).

T_{G}	$T_{\rm C}$	$\dot{Q}_{\mathrm{E,e}}$	$\epsilon \dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{E,e}}$	$\dot{Q}_{G,e}$	$\epsilon \dot{Q}_{\mathrm{G,e}}$	COP_{e}	ϵCOP_e
(°C)	(°C)	(kW)	(-)	(kW)	(-)	(-)	(-)
85.0	20.1	1.80	0.60	3.72	0.64	0.38	0.14
85.0	22.0	1.71	0.60	3.78	0.64	0.36	0.14
85.1	24.0	1.63	0.60	3.63	0.64	0.35	0.14
85.1	26.0	1.62	0.60	3.49	0.64	0.35	0.14
85.0	28.1	1.39	0.60	3.15	0.64	0.34	0.16
85.0	30.0	1.30	0.60	3.09	0.64	0.32	0.16
84.9	31.8	1.28	0.59	2.94	0.64	0.33	0.17

Apéndice C

Resultados experimentales del SRSA

Cuadro C.1: Resultados experimentales del SRSA para la Primera Etapa Experimental.

Número de prueba	T _G (°C)	T _C (°C)	T _{R,Ein} (°C)	P _H (kPa)	P _L (kPa)	ṁ _с (kg/min)	ḿ _D (kg/min)	ḿ _R (kg/min)	ЮВ (kW)	Q _{C,i} (kW)	Q _{A,i} (kW)	Q _{E,i} (kW)	Q _{G,i} (kW)	COP _i (-)
1	85.2	20.1	2.6	1241.4	487.1	1.125	0.826	0.076	0.014	1.638	2.176	1.569	2.639	0.591
2	85.2	22.1	3.1	1241.9	502.1	1.022	0.730	0.072	0.013	1.537	2.041	1.462	2.468	0.589
3	85.0	23.7	3.0	1293.4	504.5	1.073	0.904	0.065	0.015	1.372	1.697	1.308	2.286	0.570
4	85.2	26.1	4.2	1316.9	528.8	1.107	0.832	0.064	0.015	1.352	1.784	1.284	2.308	0.553
5	85.3	28.0	5.7	1339.5	557.5	1.150	0.845	0.064	0.015	1.349	1.799	1.277	2.315	0.548
6	85.4	29.8	7.4	1363.3	593.3	1.138	0.842	0.062	0.015	1.290	1.694	1.220	2.219	0.546
7	85.1	31.9	8.4	1386.0	618.4	1.204	0.845	0.063	0.016	1.293	1.770	1.219	2.201	0.550
8	85.2	34.2	10.9	1465.2	672.0	1.124	0.894	0.043	0.015	0.871	1.127	0.816	1.599	0.506
9	90.1	18.1	1.7	1338.0	477.4	1.069	0.741	0.084	0.016	1.819	2.453	1.742	2.771	0.627
10	90.1	20.1	2.7	1340.6	496.8	1.001	0.671	0.080	0.014	1.726	2.310	1.646	2.641	0.621
11	90.1	22.1	3.3	1383.9	511.4	1.001	0.700	0.075	0.015	1.605	2.132	1.530	2.497	0.610
12	90.2	24.0	4.7	1350.9	530.5	1.016	0.673	0.073	0.014	1.547	2.090	1.476	2.533	0.588
13	90.1	26.0	3.9	1338.7	528.6	0.966	0.666	0.072	0.013	1.521	2.006	1.444	2.512	0.572
14	90.2	28.1	4.5	1333.7	537.9	0.948	0.699	0.065	0.013	1.357	1.800	1.289	2.382	0.559
15	90.1	30.0	5.7	1368.4	563.0	0.947	0.624	0.064	0.013	1.326	1.805	1.259	2.264	0.557
16	90.3	31.8	7.8	1416.9	609.2	0.773	0.630	0.064	0.011	1.309	1.560	1.237	2.201	0.559
17	90.2	34.2	8.8	1478.1	631.8	0.882	0.641	0.061	0.013	1.241	1.597	1.177	2.075	0.564
18	90.4	36.3	12.5	1589.6	718.8	0.862	0.648	0.030	0.013	0.593	0.826	0.559	1.211	0.457
19	94.9	17.9	6.6	1489.6	552.1	1.457	1.054	0.127	0.022	2.742	3.809	2.632	3.968	0.679
20	94.7	19.9	7.2	1538.2	588.3	1.174	0.853	0.109	0.020	2.360	3.029	2.218	3.270	0.674
21	94.9	22.0	8.2	1525.5	606.1	1.209	0.776	0.106	0.019	2.291	3.060	2.133	3.231	0.658
22	94.9	24.1	8.8	1522.3	623.5	1.077	0.761	0.104	0.017	2.233	2.809	2.060	3.208	0.639
23	95.0	26.0	9.0	1506.0	630.0	1.008	0.705	0.102	0.015	2.170	2.704	1.988	3.148	0.629
24	95.3	28.0	9.4	1493.2	640.7	0.925	0.623	0.099	0.014	2.086	2.058	1.897	3.005	0.628
25	95.5	30.0	10.0	1477.4	655.2	0.838	0.558	0.094	0.012	1.980	0.525	1.794	2.851	0.626
26	99.9	18.0	5.1	1550.0	551.9	1.041	0.919	0.094	0.018	2.050	2.622	1.952	2.853	0.697
27	100.0	20.0	5.9	1628.7	570.0	1.064	0.865	0.099	0.020	2.160	2.726	2.031	2.945	0.686
28	100.0	22.1	6.9	1626.0	588.6	1.082	0.779	0.096	0.020	2.066	2.747	1.932	2.879	0.669
29	100.1	24.0	7.8	1647.4	609.3	1.036	0.745	0.095	0.019	2.056	2.696	1.906	2.878	0.661
30	100.0	26.1	8.6	1631.7	627.3	0.990	0.684	0.093	0.017	1.994	2.567	1.828	2.842	0.639
31	100.0	28.0	9.6	1639.6	646.5	1.020	0.672	0.091	0.018	1.928	2.571	1.762	2.735	0.642
32	99.9	30.0	11.1	1637.8	685.2	1.114	0.766	0.088	0.019	1.866	2.486	1.694	2.840	0.593
33	105.0	17.9	8.7	1688.6	630.3	1.059	0.701	0.121	0.020	2.666	3.426	2.462	3.500	0.701
34	104.8	20.2	9.8	1688.1	657.4	1.104	0.769	0.120	0.020	2.623	2.051	2.368	3.663	0.643
35	104.7	22.1	9.9	1665.5	658.1	0.984	0.628	0.118	0.018	2.582	0.804	2.319	3.501	0.659
36	104.7	23.7	10.4	1663.1	668.4	0.988	0.657	0.116	0.017	2.529	0.796	2.262	3.529	0.639
37	105.0	25.9	10.6	1643.6	675.8	0.928	0.611	0.114	0.016	2.470	0.743	2.209	3.461	0.635

Cuadro C.2: Resultados experimentales del SRSA (Segunda Etapa Experimental).

Número de prueba	Т _G (°С)	Т _С (°С)	T _{R,Ein} (°C)	P _H (kPa)	P _L (kPa)	ṁ _C (kg/min)	ṁ _D (kg/min)	ḿ _R (kg/min)	ЮВ (kW)	(kW)	Q _{A,i} (kW)	Q _{E,i} (kW)	(kW)	COP _i (-)
38	90.1	20.0	6.4	1388.0	542.4	1.094	0.783	0.100	0.016	2.108	2.879	2.040	2.999	0.671
39	90.1	22.0	7.7	1373.5	568.8	0.982	0.672	0.097	0.014	2.037	2.760	1.963	2.980	0.656
40	90.2	24.0	8.8	1374.3	593.1	0.985	0.676	0.095	0.013	1.975	2.696	1.896	2.936	0.648
41	90.0	26.0	10.0	1395.3	624.5	0.980	0.665	0.094	0.013	1.945	2.680	1.866	2.873	0.647
42	90.3	28.1	11.6	1415.3	662.6	0.984	0.670	0.093	0.013	1.903	2.647	1.819	2.837	0.639
43	90.2	30.1	13.2	1422.0	701.5	0.996	0.689	0.090	0.013	1.833	2.604	1.749	2.782	0.626
44	90.0	32.1	15.8	1447.0	767.8	1.027	0.716	0.089	0.012	1.784	2.623	1.693	2.715	0.621
45	90.0	34.0	18.6	1485.1	844.8	1.013	0.699	0.086	0.012	1.721	2.624	1.624	2.603	0.611
46	90.1	36.0	20.8	1536.8	910.8	0.964	0.596	0.068	0.011	1.306	2.109	1.144	2.021	0.562

Cuadro C.3: Resultados experimentales del SRSA (Tercera Etapa Experimental).

Número de prueba	T _G (°C)	T _C (°C)	T _{R,Ein} (°C)	P _H (kPa)	P _L (kPa)	ṁ _c (kg/min)	ṁ _D (kg/min)	ḿ _R (kg/min)	Фв (kW)	(kW)	Q _{A,i} (kW)	Q _{E,i} (kW)	(kW)	COP _i (-)
47	85.0	20.1	5.0	1202.7	490.4	1.501	1.066	0.150	0.018	3.215	3.951	3.039	3.789	0.798
48	85.0	22.0	6.2	1218.5	514.0	1.555	1.149	0.151	0.018	3.221	4.121	3.035	3.800	0.795
49	85.1	24.0	6.7	1208.9	523.9	1.523	1.122	0.146	0.018	3.096	4.165	2.909	3.659	0.791
50	85.1	26.0	8.2	1225.2	542.6	1.546	1.139	0.142	0.018	2.987	4.194	2.799	3.532	0.789
51	85.0	28.1	9.6	1245.5	572.0	1.533	1.206	0.140	0.017	2.909	4.285	2.724	3.464	0.786
52	85.0	30.0	10.8	1269.6	595.3	1.533	1.141	0.136	0.017	2.805	4.229	2.620	3.291	0.781
53	84.9	31.8	11.9	1312.7	636.4	1.414	0.953	0.131	0.016	2.675	3.889	2.487	3.206	0.786

Cuadro C.4: Efectividades	de los componentes	que conforman e	el SRSA	Primera
Etapa Experimental).				

	Po	otencia	s Real	es Potencias Máximas					Efectividades de los componentes				
T _C	$\dot{Q}_{C,i}$	$\dot{Q}_{A,i}$	$\dot{Q}_{\mathrm{E},i}$	$\dot{Q}_{\text{G},i}$	$\dot{Q}_{C,i (Max)}$	$\dot{Q}_{A,i\;(Max)}$	$\dot{Q}_{E,i(Max)}$	$\dot{Q}_{G,i}$ (Max)	EF(SHE)	EF(C)	EF(A)	EF(E)	EF(G)
						Т	° _G = 85 °C						
18.1	1.67	2.23	1.61	2.68	1.67	3.78	1.61	5.06	0.37	1.00	0.59	1.00	0.53
20.1	1.64	2.18	1.57	2.64	1.64	3.63	1.57	4.80	0.36	1.00	0.60	1.00	0.55
22.1	1.51	2.01	1.44	2.41	1.51	3.09	1.44	4.08	0.36	1.00	0.65	1.00	0.59
23.7	1.37	1.70	1.31	2.29	1.37	2.30	1.31	3.75	0.36	1.00	0.74	1.00	0.61
26.1	1.35	1.78	1.28	2.31	1.35	2.58	1.28	3.67	0.36	1.00	0.69	1.00	0.63
28.0	1.35	1.80	1.28	2.31	1.35	2.61	1.28	3.67	0.35	1.00	0.69	1.00	0.63
29.8	1.29	1.69	1.22	2.22	1.29	2.35	1.22	3.36	0.35	1.00	0.72	1.00	0.66
31.9	1 29	1 77	1 22	220	1 29	2.30	1 22	3 19	0.35	1.00	0.77	1.00	0.69
34.2	0.87	1 13	0.82	1 60	0.88	1 45	0.82	2.32	0.34	0.99	0.78	1.00	0.69
01.2	0.01	1.10	0.02	1.00	0.00	1.10	$c_{0} = 90^{\circ}C$	2.02	0.01	0.00	0.10	1.00	0.00
18 1	1 82	2 4 5	1 74	2 77	1.82	2 99	174	3 18	0.37	1.00	0.82	1.00	0.87
20.1	1.02	2.10	1.65	2.11 2.64	1.02	2.00	1.65	2.97	0.36	1.00	0.82	1.00	0.89
20.1	1.70	2.01	1.53	2.04	1.70	2.62	1.00	2.57	0.36	1.00	0.80	1.00	0.00
22.1 24.1	1.51	2.10	1.00	2.00	1.51	2.65	1.00	3.20	0.36	0.98	0.00	0.99	0.00
24.1	1.50	2.00 2.01	1.40	2.00	1.50	2.00	1.45	2.20	0.36	1.00	0.70	1.00	0.75
20.0	1.32	1.80	1.44	2.01	1.32	2.34	1.44	2.02	0.35	1.00	0.75	1.00	0.03
20.1	1.30	1.00	1.29	2.00	1.30	2.37	1.29	2.07	0.35	1.00	0.70	1.00	0.09
21.0	1.00	1.01	1.20	2.20	1.00	2.55	1.20	2.01	0.35	1.00	0.77	1.00	0.90
31.0	1.51	1.00	1.24	2.20	1.01	1.90	1.24	2.42	0.35	1.00	0.60	1.00	0.91
34.2	1.24	1.60	1.18	2.07	1.25	2.03	1.18	2.30	0.34	0.99	0.79	1.00	0.90
30.3	0.59	0.83	0.56	1.21	0.59	1.32		1.38	0.37	1.00	0.63	1.00	0.88
17.0	0.74	0.01	0.00	0.07	0.74	4 10	_G = 95 °C	4 70	0.00	1 00	0.00	1.00	0.00
17.9	2.74	3.81	2.63	3.97	2.74	4.10	2.63	4.78	0.36	1.00	0.93	1.00	0.83
19.9	2.36	3.03	2.22	3.27	2.36	3.22	2.22	3.80	0.35	1.00	0.94	1.00	0.86
22.0	2.29	3.06	2.13	3.23	2.29	3.40	2.13	3.71	0.35	1.00	0.90	1.00	0.87
24.1	2.23	2.81	2.06	3.21	2.23	3.09	2.06	3.65	0.35	1.00	0.91	1.00	0.88
26.0	2.17	2.70	1.99	3.15	2.17	3.00	1.99	3.54	0.34	1.00	0.90	1.00	0.89
10.0	0 0 -	0.00	105	0 0 -	0 0 -	T	$_{\rm G} = 100 ^{\circ}{\rm C}$	2		1 0 0	0.00	1 00	•
18.0	2.05	2.62	1.95	2.85	2.05	2.85	1.95	3.70	0.37	1.00	0.92	1.00	0.77
20.0	2.16	2.73	2.03	2.94	2.16	2.97	2.03	3.63	0.36	1.00	0.92	1.00	0.81
22.1	2.07	2.75	1.93	2.88	2.07	3.09	1.93	3.43	0.36	1.00	0.89	1.00	0.84
24.0	2.06	2.70	1.91	2.88	2.06	3.00	1.91	3.39	0.36	1.00	0.90	1.00	0.85
26.1	1.99	2.57	1.83	2.84	1.99	2.89	1.83	3.30	0.36	1.00	0.89	1.00	0.86
28.0	1.93	2.57	1.76	2.74	1.93	2.92	1.76	3.19	0.35	1.00	0.88	1.00	0.86
30.0	1.87	2.49	1.69	2.84	1.87	2.93	1.69	3.34	0.35	1.00	0.85	1.00	0.85
						T	_G = 105 °C						
17.9	2.67	3.43	2.46	3.50	2.67	3.69	2.46	4.12	0.37	1.00	0.93	1.00	0.85
20.2	2.62	2.05	2.37	3.66	2.62	2.28	2.39	4.26	0.36	1.00	0.90	0.99	0.86
22.1	2.58	0.80	2.32	3.50	2.58	0.92	2.34	3.98	0.36	1.00	0.87	0.99	0.88
23.7	2.53	0.80	2.26	3.53	2.53	1.01	2.28	4.01	0.36	1.00	0.79	0.99	0.88
25.9	2.47	0.74	2.21	3.46	2.47	0.99	2.23	3.93	0.36	1.00	0.75	0.99	0.88
28.1	2.39	0.71	2.12	3.35	2.39	0.96	2.12	3.76	0.35	1.00	0.74	1.00	0.89

		P	Potencias Reales Potencias Máximas								idades o	de los c	ompone	ntes
T _C	T _G	$\dot{Q}_{C,i}$	$\dot{Q}_{A,i}$	$\dot{Q}_{\mathrm{E},i}$	$\dot{Q}_{G,i}$	$\dot{Q}_{C,i \text{ (Max)}}$	$\dot{Q}_{A,i \text{ (Max)}}$	$\dot{Q}_{E,i \text{ (Max)}}$	$\dot{Q}_{G,i \text{ (Max)}}$	EF(SHE)	EF(C)	EF(A)	EF(E)	EF(G)
20.0	90.0	2.10	2.87	2.03	3.00	2.10	3.21	2.04	3.48	0.40	1.00	0.89	1.00	0.86
22.0	90.0	2.04	2.78	1.96	2.98	2.04	3.11	1.97	3.38	0.39	1.00	0.89	1.00	0.88
24.0	90.0	1.98	2.71	1.90	2.94	1.98	3.05	1.90	3.34	0.39	1.00	0.89	1.00	0.88
26.0	90.0	1.94	2.69	1.87	2.87	1.94	3.00	1.87	3.25	0.39	1.00	0.90	1.00	0.88
28.0	90.0	1.90	2.64	1.82	2.84	1.89	2.94	1.82	3.19	0.39	1.00	0.90	1.00	0.89
30.1	90.0	1.83	2.61	1.75	2.78	1.83	2.91	1.75	3.13	0.38	1.00	0.90	1.00	0.89
32.1	90.0	1.78	2.62	1.69	2.71	1.78	2.91	1.70	3.09	0.38	1.00	0.90	0.99	0.88
33.9	90.0	1.72	2.58	1.62	2.60	1.72	2.81	1.64	2.93	0.38	1.00	0.92	0.99	0.89
36.0	90.0	1.28	2.12	1.14	2.02	1.28	2.31	1.22	2.23	0.37	1.00	0.92	0.94	0.91

Cuadro C.5: Efectividades de los componentes que conforman el SRSA (Segunda Etapa Experimental).

Cuadro C.6: Efectividades de los componentes que conforman el SRSA (Tercera Etapa Experimental).

		Po	otencia	ıs Real	es		Potencias	Máximas		Efectiv	idades o	de los co	ompone	ntes
T _C	T _G	$\dot{Q}_{C,i}$	$\dot{Q}_{A,i}$	$\dot{Q}_{E,i}$	$\dot{Q}_{G,i}$	$\dot{Q}_{C,i \ (Max)}$	$\dot{Q}_{A,i \text{ (Max)}}$	$\dot{Q}_{E,i \text{ (Max)}}$	$\dot{Q}_{G,i}$ (Max)	EF(SHE)	EF(C)	EF(A)	EF(E)	EF(G)
20.0	85.0	3.19	3.95	3.04	3.79	3.21	4.31	3.00	4.15	0.80	0.99	0.92	0.99	0.91
22.0	85.0	3.22	4.12	3.03	3.80	3.22	4.52	3.02	4.20	0.80	1.00	0.91	1.00	0.90
24.0	85.0	3.10	4.16	2.91	3.66	3.11	4.57	2.91	4.06	0.80	1.00	0.91	1.00	0.90
26.0	85.0	2.99	4.19	2.80	3.53	2.99	4.63	2.79	3.92	0.79	1.00	0.91	1.00	0.90
28.1	85.0	2.91	4.29	2.72	3.46	2.91	4.67	2.71	3.80	0.79	1.00	0.92	0.99	0.91
30.0	85.0	2.80	4.23	2.62	3.29	2.81	4.60	2.62	3.66	0.79	1.00	0.92	1.00	0.90
31.9	85.0	2.67	3.89	2.49	3.21	2.67	4.11	2.49	3.27	0.82	1.00	0.95	1.00	0.98

Bibliografía

- [1] Key Renewables Trends. Excerpt from: Renewable information. International Energy Agency. 2016. http://www.iea.org/t&c
- [2] World Energy Balances. International Energy Agency. Edición 2015.
- [3] OECD/IEA, Technology Roadmap Solar Heating and Cooling, International Energy Agency, 2012.
- [4] N. Kalkan, E.A. Young, A. Celiktas. Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning. Renew. Sustain. Energy Rev. 16 (2012) 6352-6383.
- [5] B. Choudhury, P. K. Chatterjee, J. P. Sarkar. Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route. Renew. Sustain. Energy Rev. 14 (2010) 2189-2195.
- [6] K. F. Fong, T. T. Chow, C. K. Lee, Z. Lin, L. S. Chan. Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city. Solar Energy 84 (2010) 227-244.
- [7] IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change. IPCC Fourth Assessment Report: Climate Change, 2007.
- [8] H. Z. Hassan. A solar powered adsorption freezer: a case study for Egypt's Climate. Int. J. Energy Eng. 3 (2013) 21-29.
- [9] Balance Nacional de Energía. Subsecretaría de planeación y transición Energética. Secretaría de Energía, 2014.
- [10] R. J. Bahm y associates. Energía Solar en México (kWh/m²/día). Albuquerque, NM. Disponible en: http://ecotec2000.de/espanol/starten.htm
- [11] Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE). Disponible en: http://www.conae.gob.mx/wb/procalsol/energia_solar2

- [12] M. S. S. Ashhab, H. Kaylani, A. Abdallah. PV solar system feasibility study. Energy Convers. Manage. 65 (2013) 777-782.
- [13] Asociación Nacional de Energía Solar (ANES). Balance Nacional de Energía 2010. Disponible en: http://www.anes.org/anes/index.php?option=com_wrapper&Itemid=13.
- [14] SENER. Balance Nacional de Energía 2009. Edición 2010.
- [15] SENER. Programa especial para el aprovechamiento de las energías renovables 2014-2018. Disponible en: http://www.SENER.gob.mx/res/0/Programa%20Energias%20Renovables.pdf
- [16] Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE). Programa para la promoción de calentadores solares de agua en México (PROCALSOL) 2007-2012. Disponible en: http://www.conuee.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/ 8587/1/spProgCalSoldeAguaMexico.pdf
- [17] SENER. Prospectiva de Energías Renovables 2012-2026. México 2012.
- [18] M. Henning. Solar assisted air conditioning of buildings e an overview. Appl. Therm. Eng. 27 (2007) 1734-1749.
- [19] U. Desideri, S. Proietti, P. Sdringola. Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air conditioning applications. Applied Energy 86 (2009) 1376-1386.
- [20] D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira. Solar refrigeration options a state of the art review. International Journal of Refrigeration 31 (2008) 3-15.
- [21] I. Pilatowsky, R. J. Romero, C. A. Isaza, S. A. Gamboa, S. P. Joseph y W. Rivera. Cogeneration fuel cell sorption air conditioning systems. Springer Verlag, London. 2011.
- [22] A. Troi, A. Napolitano y W. Sparber. Overview of solar cooling systems for commercial buildings. Int. Seminar on Solar Air-Conditioning, Munich, Germany (2008) 81-91.
- [23] M. Jerko Labus, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas. Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines. Thermal Science. 17 (2013) 739-762.
- [24] K. Gluesenkamp. Trends in Absorption Machines. Proceedings, International Sorption Heat Pump Conference. Padua, Italy. 1 (2011) 13-23.

- [25] J. Deng, R. Wang, G. Han. A Review of Thermally Activated Cooling Technologies for Combined Cooling, Heating and Power Systems. Progress in Energy and Combustion Science, 37 (2011), 172-203.
- [26] R. Zogg, D. Westphalen. Guide to Developing Air-Cooled Libr Absorption for Combined Heat and Power Applications. Report No. DOE281, US Department of Energy, Washington DC., USA, 2005.
- [27] D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira. Air-Cooled Solar Absorption Air Conditioning. Report No. BSE-NEO 0268.02.03.04.0008. Delft University of Technology, Delft. The Netherlands, 2005.
- [28] W. Biermann, R. Reimann. Air Cooled Absorption Chillers for Solar Cooling Applications, Report No. EG-77-C-03-1587, Carrier Corp, Farmington, Conn., USA, 1978.
- [29] S. Tongu, Y. Makino, K. Ohnishi and S. Nakatsugawa. Practical operating of small-sized air-cooled double-effect absorption chiller-heater by using lithium bromide and aqueous. Proceedings the International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, USA, 31 (1993) 125-132.
- [30] H. Iizuka, K. Nagamatsuya, K. Takahashi and J. Kuroda. Absorbent solution for use with absorption refrigeration apparatus, Patent No. US5108638, 1992.
- [31] A. Argiriou, C. Balaras, S. Kontoyiannidis and E. Michel. Numerical simulation and performance assessment of a low capacity solar assisted absorption heat pump coupled with a sub-floor system. Solar Energy 79 (2005) 290-301.
- [32] H. Moser, R. Rieberer. Small-capacity ammonia/water absorption heat pump for heating and cooling-used for solar cooling applications. Proceedings, 2nd International Conference of Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain, 1 (2007) 56-61.
- [33] J. Castro, A. Oliva, C. Perez-Segarra and J. Cadafalch. Evaluation of a small capacity, hot water driven, air-cooled H_2O -LiBr absorption machine. HVAC and R Research, 13 (2007) 59-75.
- [34] U. Eicker. Low Energy Cooling for Sustainable Buildings. John Wiley & Sons, New York, USA, 2009.
- [35] D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira. Air-cooled LiBr-Water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers. Energy Conversion and Management, 50 (2009) 1018-1025.

- [36] C. A. Infante Ferreira. Advancement in Solar Cooling. Proceedings, International Sorption Heat Pump Conference, Padua, Italy, 1 (2011) 23-46.
- [37] M. Bourouis, A. Coronas, M. Valles and M. Zamora. Air-Cooled or Water-Cooled absorption chiller with ammonia-lithium nitrate mixture. 2011. Patent No. PCT/ES2010/070608.
- [38] M. Zamora, M. Bourouis, M. Valles and A. Coronas. Development of a small capacity Air-Cooled ammonia-lithium nitrate absorption chiller-first cooling capacity and COP Measurements. Proceedings, International Sorption Heat Pump Conference, Padua, Italy, 1 (2011) 6-8.
- [39] A. H. Uppal, B. Norton and S. D. Probert. A low-cost solar-energy stimulated absorption refrigerator for vaccine storage. Applied Energy, 25 (1986) 167-174.
- [40] N. K. Bansal, J. Blumenberg, H. J. Kavasch and T. Roettinger. Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit. Solar Energy, 61 (1997) 127-140.
- [41] D. C. Erickson. Waste-Heat-Powered icemaker for isolated fishing villages. Proceedings, ASHRAE Annual Meeting, Chicago, Ill., USA, 1 (1995) 1185-1188.
- [42] I. Pilatowsky, W. Rivera and J. R. Romero. Performance Evaluation of a Monomethylamine-Water Solar Absorption Refrigeration System for Milk Cooling Purposes. Applied Thermal Engineering, 24 (2004) 1103-1115.
- [43] F. Agyenim, I. Knight, M. Rhodes. Design and experimental testing of the performance of an outdoor $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ solar thermal absorption cooling system with a cold store. Solar Energy 84 (2010) 735-744.
- [44] A. Mammoli, P. Vorobieff, H. Barsun, R. Burnett, D. Fisher. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. Energy Build. 42 (2010) 1524-1535.
- [45] M. C. R. Hidalgo, P. R. Aumente, M. I. Millán, A. L. Neumann, R. S. Mangual. Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. Appl. Therm. Eng. 28 (2008) 1734-1744.
- [46] JCV Chinnappa. Experimental study of the intermittent vapour absorption refrigeration cycle employing the refrigerant–absorbent systems of ammonia water and ammonia lithium nitrate. Sol Energy, 5 (1961) 1–18.

- [47] T. Wu, Y. Wu, Z. Yu, H. Zhao, H. Wu. Experimental investigation on an ammonia–water–lithium bromide absorption refrigeration system without solution pump. Energy Convers Manag, 52 (2011) 2314–2319.
- [48] A. Sathyabhama. Effect of salt on boiling heat transfer of ammonia–water mixture. Heat Mass Transf., 48 (2012) 497–503.
- [49] G. Moreno-Quintanar, W. Rivera and R. Best. Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH_3 -LiNO₃ and NH_3 -LiNO₃-H₂O. Renewable Energy 38 (2012) 62-68.
- [50] D. Arzoz, M. Venegas, P. Rodriguez. Solar absorption refrigeration cycle using NH₃-LiNO₃ solution and flat plate collectors. In: Proceedings of the international sorption heat pump conference. Shanghai, China; 2002.
- [51] R. K. Swartman, V. Ha, C. Swaminathan. Comparison of ammonia–water and ammonia–sodium thiocyanate as the refrigerant–absorbent in a solar refrigeration system. Sol Energy 17 (1975) 123–7.
- [52] M. D. Staicovici. An autonomous solar ammonia–water refrigeration system. Sol Energy 36 (1986) 115–124.
- [53] M. Hammad, S. Habali. Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet. Appl. Therm. Eng. 20 (2000) 1785–1798.
- [54] A. Francisco, R. Illanes, J. L. Torres, M. Castillo, M. De Blas, E. Prieto and A. Garcí. Development and testing of a prototype of low-power water–ammonia absorption equipment for solar energy applications. Renew Energy 25 (2002) 537–544.
- [55] A. Sozen, D. Altiparmak, H. Usta. Development and testing of a prototype of absorption heat pump operated by solar energy. Appl. Therm. Eng. 22 (2002) 1847-1859.
- [56] R. Best, M. Eisa, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water—Part I. Cooling. Heat Recover Syst CHP 7 (1987) 167–175.
- [57] R. Best, M. Eisa, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–water—Part II. Heat Recover Syst CHP 7 (1987) 177–185.
- [58] R. Best, M. Eisa, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water—Part III. Simultaneous cooling and heating. Heat Recover Syst CHP 7 (1987) 187–194.

- [59] R. Best, M. Eisa, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat transformers—III. Operating on ammonia–water. Heat Recover Syst CHP 7 (1987) 259–72.
- [60] R. Best, L. Porras, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–lithium nitrate—Part one. Cooling. Heat Recover Syst CHP 11 (1991) 49–61.
- [61] R. Best, W. Rivera, I. Pilatowsky, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–lithium nitrate—Part two. Heating. Heat Recover Syst CHP 11 (1991) 103–11.
- [62] R. Best, W. Rivera, I. Pilatowsky, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–lithium nitrate—Part three. Simultaneous cooling and heating. Heat Recover Syst CHP 11 (1991) 199–212.
- [63] R. Best, W. Rivera, I. Pilatowsky, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat transformers—Part four. operating on ammonia–lithium nitrate. Heat Recover Syst CHP 10 (1990) 539–548.
- [64] R. Best, W. Rivera, J. Hernández, A. Oskam. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–sodium thiocyanate—I. Cooling. Heat Recovery Syst CHP 13 (1993) 1–9.
- [65] R. Best, W. Rivera, J. Hernández, A. Oskam. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–sodium thiocyanate—III. Simultaneous cooling and heating. Heat Recover Syst CHP 13 (1993) 23–31.
- [66] R. Best, W. Rivera, J. Hernández, A. Oskam. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia–sodium thiocyanate—II. Heating. Heat Recover Syst CHP 13 (1993) 11–21.
- [67] R. Best, W. Rivera, J. Hernández, F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat transformers—Part 5. Operating on ammonia–sodium thiocyanate. Heat Recover Syst CHP 12 (1992) 347–356.
- [68] K. A. Antonopoulos, E. D. Rogdakis. Performance of solar-driven ammonia–lithium nitrate and ammonia–sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens. Appl. Therm. Eng. 16 (1996) 127–47.
- [69] D. W. Sun. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. Energy Convers. Manag. 39 (1998) 357–368.

- [70] M. Venegas, M. Izquierdo, M. D. Vega, A. Lecuona. Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat. Int J Refrig 26 (2002) 775–791.
- [71] C. O. Rivera, W. Rivera. Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture. Sol Energy Mater Sol C 76 (2003) 417–27.
- [72] M. Mclinden, R. Radermacher. An experimental comparison of ammonia–water and ammonia–water–lithium bromide mixtures in an absorption heat pump. ASHRAE Transf. 91 (1985) 1837–1846.
- [73] L. Ahlby, D. Hodgett, R. Radermacher. NH3–H2O–LiBr as working fluid for the compression/absorption cycle. Int J Refrig 16 (1993) 265–273.
- [74] C. Oronel, C. Amaris, M. Vallès, M. Bourouis. Experiments on the characteristics of saturated boiling heat transfer in a plate heat exchanger for ammonia/ lithium nitrate and ammonia/(lithium nitrate+water). Thermal issues in emerging technologies, ThETA 3, Cairo; 2010.
- [75] H. Bokelmann. Presentation of new working fluids for absorption heat pumps. Paris: Absorption Heat Pump Congress; 1985.
- [76] R. H. Reiner, A. Zaltash. Corrosion screening of potential fluids for ammonia-water absorption cycles. Report ORNL/CF-92/41. 1992.
- [77] R. H. Reiner, A. Zaltash. Densities and viscosities of ternary ammonia water fluids. ASME winter annual meeting. 1993.
- [78] S. Steiu, D. Salavera, J. C. Bruno, A. Coronas. A basis for the development of new ammonia–water–sodium hydroxide absorption chillers. Int. J Refrig. 32 (2009) 577–587.
- [79] M. Medrano, M. Bourouis, A. Coronas. Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low-temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs. Appl. Energy 68 (2001) 173-85.
- [80] D. A. Kouremenos, K. A. Antonopoulos, E. D. Rogdakis. Performance of solar NH_3/H_2O absorption cycle in the Athens area. Sol Energy 35 (1985) 259–269.
- [81] L. W. Burgett, M. D. Byars, K. Shultz. Absorption Systems: The Future, More Than A Niche, Proceedings International Sorption Heat Pump Conference, Munich, Germany, 1 (1999) 13-25.

- [82] IEA SHC Task 25 Solar Assisted Air Conditioning of Buildings, Disponible en : http://www.iea-shc.org/task25/
- [83] IEA SHC Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration, Disponible en: http://www.iea-shc.org/task38/
- [84] E. Herold Keith, Radermacher Reinhard y A. Klein Sanford. Absorption chillers and heat pumps. ISBN 0-8493-9427-9. 1996.
- [85] Y. Cengel and M. Boles. Thermodynamics An Engineering Approach. Sixth edition. Mc Graw Hill, 2009.
- [86] I. Pilatowsky. Métodos de producción de frío. Universidad Nacional Autónoma de México. 1993.
- [87] J. López Costa, S. Cervera March, F. Cunill García, S. Esplugas Vidal, C. Mans Teixido y J. Mata Álvarez. Curso de Ingeniería Química: Introducción a los procesos, las operaciones unitarias y los fenómenos de transporte. Editorial Reverté, 2004.
- [88] M. Izquierdo Millán. Curso: Sistemas de ciclos de absorción para climatización y refrigeración. Universidad Carlos III de Madrid. 1998.
- [89] S. Libotean, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, y A. Coronas*. Vapor-Liquid Equilibrium of Ammonia + Lithium Nitrate + Water and Ammonia + Lithium Nitrate Solutions from (293.15 to 353.15) K. Journal Chemical and Engineering Data, 52: 1050 - 1055. (2007).
- [90] S. Libotean, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, y A. Coronas*. Densities, Viscosities, and Heat Capacities of Ammonia + Lithium Nitrate and Ammonia + Lithium Nitrate + Water Solutions between (293.15 and 353.15) K. Journal Chemical and Engineering Data, 53: 2383 - 2388. (2008).
- [91] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden. REFPROP Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0. Physical and Chemical Properties Division. 2007.
- [92] E. Herold Keith, Radermacher Reinhard y A. Klein Sanford. Absorption chillers and heat pumps. ISBN 0-8493-9427-9. 1996.
- [93] E. Merlin. Fluides frigorigenes: La reglementation se renforce. La lettre de lÁDEME, 82 (2002); Fevrier-Mars.
- [94] José Marcos del Cano. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr -H2O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral, Departamento

de Ingeniería Térmica y Fluidos. Escuela Politécnica Superior de Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid. 2008.

- [95] M. J. Labus, J. C. Bruno, A. Coronas. Review on Absorption Technology with Emphasis on Small capacity absorption machines. THERMAL SCIENCE; 17 (2013) 739-762.
- [96] C. B. Dorgan. Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat, ASHRAE, Atlanta, Geo., USA, 1995.
- [97] EMERSON Climate Technologies. Manual técnico de refrigeración y aire acondicionado. 2013.
- [98] H. Perez-Blanco. Absorption heat pump performance for different types of solution. Int J Ref, 7 (1984) 115–122.
- [99] R. A. Macriss. Absorption Fluids Data Survey: Final Report on Worldwide Data, Report No. ORNL/Sub/84-47989/3, Institute of Gas Technology, Chicago, Ill., USA, 1988.
- [100] S. Kurosawa. Working Fluids and Transport Phenomena in Advanced Absorption Heat Pumps: Working Fluids Survey (Annex 14), Report No. HPP-AN14-1, Japan, 1990.
- [101] S. U. Llamas Guillén. Diseño de absorbedores de película descendentes en tubos verticales para la mezcla de amoniaco-nitrato de litio. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México. 2007.
- [102] R. Ayala. An experimental study of heat driven absorption cooling systems. Tesis doctoral, University of Salford, England. 1995.
- [103] J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul. Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. Int. J. Mech. Mater. Eng. 3 (2008) 17-24.
- [104] C. Oronel, M. Vallés, M. Bourouis, and A. Coronas. Absorption Process with Ammonia/Lithium Nitrate in Plate Heat Exchangers for Absorption Refrigeration Systems, Proceedings, International Sorption Heat Pump Conference, Seoul, 2008.
- [105] G. Moreno Quintanar. Comparación del funcionamiento de un refrigerador solar para producción de hielo operando con las mezclas NH3-LiNO3 y NH3-LiNO3-H2O. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México. 2010.

- [106] NFPA 704, Standard System for the Identification of the Hazards of Material for Emergency Response. National Fire Protection Association, Quincy, Massachusetts USA. 2012.
- [107] C. A. Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. Solar Energy, 32 (1984) 231-236.
- [108] G. Gutiérrez. Diseño de un absorbedor y generador vertical tipo serpentín helicoidal. Informe final de actividades de investigación. UNAM. Agosto 2012.
- [109] O. A. Jaramillo. Intercambiadores de Calor. Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. 2007. Disponible en: http://www.cie.unam.mx/ ojs/pub/HeatExchanger/HeatExchanger.html.
- [110] Víctor Gómez. Simulación de un condensador, evaporador y pre-enfriador, con tecnología de placas para un sistema de enfriamiento por absorción de 3 KW de capacidad que opera con la mezcla amoniaco-nitrato de litio. UNAM.
- [111] F. Hernández-Tamayo, R. Best, J. H. S. E. Evaluación Experimental de un Banco de Colectores de Tubos Evacuados. Instituto de Energías Renovables de la UNAM, 2013.
- [112] Solar Collector Factsheet RZ Solartechnik DF120-6. Solartechnik Prüfung Forschung (SPF). www.solarenergy.ch.
- [113] J. A. Hernández-Magallanes. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio amoniaco. Tesis de Maestría. Universidad Nacional Autónoma de México. 2013.
- [114] S. P. Verma. Estadística básica para el manejo de datos experimentales: aplicación en la Geoquímica (Geoquimiometría). Universidad Nacional Autónoma de México, México, DF., 2005.
- [115] B. N. Taylor, C. E. Kuyatt, Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute of Standards and Technology, NIST Technical Note 1297, 1994.
- [116] Sadik Kakaç, Hongtan Liu. Heat Exchangers, selection, rating, and thermal design. Second edition. Department of Mechanical Engineering. University of Miami. 2002.
- [117] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C. O. Rivera, R. Best, F. Martínez. Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate. Sol Energy 85 (2011) 38-45.

- [118] L. A. Domínguez-Inzunza, J. A. Hernández-Magallanes, M. Sandoval-Reyes, W. Rivera. Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the NH3-LiNO3 mixture. Appl. Therm. Eng. 66 (2014) 612-620.
- [119] D. W. Sun. NH3–LiNO3 and NH3–NaSCN absorption refrigeration system Comparison of NH3–H2O. Energy Convers Manage 39 (1998) 358–367.
- [120] Rabah Gomri. Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. Energy Conversion and Management 51 (2010) 1629–1636.
- [121] CFE Comisión Federal de Electricidad. http://app.cfe.gob.mx/Aplicaciones/CCFE/Tarifas/Tarifas/tarifas_casa.asp
- [122] Sistema de Información Energética. SENER. http://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&subAction=applyOptions
- [123] S. M. Deng, W. B. Ma. Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H2O solution as working fluid. International Journal of Refrigeration 22 (1999) 293-301.
- [124] O. Kaynakli, L. Horuz. Evaluation of coil absorber performance. Heat and mass transfer. 40 (2004) 929-936.
- [125] Y. A. Cengel, A. J. Ghajar. Transferencia de Calor y Masa, fundamentos y aplicaciones. 4ta edición. 2011. ISBN: 978-607-15-0540-8.
- [126] Donald Q. Kern. Procesos de Transferencia de Calor. McGraw-Hill Book Co. Inc. 2013.
- [127] G. F. Hewitt. Heat Exchanger design handbook. Part 2: Fluid Mechanics and Heat Transfer. Begell House, Inc. New York. 2002.
- [128] R. K. Shah, S. D. Joshi. Handbook of single-phase convective heat transfer. Cap. 5, Willey-Interscience, New York. 1987.
- [129] E. F. Schmidt. Warmeubergang and Druckverlust in Rohrschlangen. Chem. Ing. Tech., 39 (1967) 781-789.
- [130] R. L. Manlapaz and S. W. Churchill, Fully developed laminar convection from a helical coil, Chem. Eng. Commun., 9 (1981) 185-200.
- [131] Tarif Ali Adib, Jean Vasseur. Bibliographic analysis of predicting heat transfer coefficients in boiling for applications in designing liquid food evaporators. Journal of food Engineering 87 (2008) 149-161.

- [132] P. B. Whalley. Two-Phase flow and heat transfer. Department of Engineering Science, University of Oxford. 1996. ISBN: 0 19 856444 9.
- [133] S. M. Yih. Modelling heat and mass transport in falling liquid films. In: Handbook of Heat and Mass Transfer. Gulf Publishing, Houston, pp. 134–143. 1986.
- [134] H. Chen, R. S. Jebson. Factors affecting heat transfer in falling film evaporator. Institution of Chemical Engineers 57(C) (1997) 111–116.
- [135] R. Krupiczka, A. Rotkege, Z. Ziobrowski. Heat transfer to evaporating liquid films within a vertical tube. Chemical Engineering and Processing 41 (2002) 23–38.
- [136] V. Miranda, R. Simpson, Modelling and simulation of an industrial multiple effect evaporator: tomato concentrate, Journal of Food Engineering 66 (2005) 203–210.
- [137] K. R. Chun, R.A. Seban. Heat transfer to evaporating liquid films. Transactions of the ASME: Journal of Heat Transfer 93 C (1971) 391–396.
- [138] V. Patnaik, H. Perez-Blanco, W. A. Ryan. A simple an alytical model for the design of vertical tube absorbers. ASHRAE Transactions: Research. Volume: 99, Issue: 2, 69-80, 1993.
- [139] Siyoung Jeong, Sang Kyoon Lee and Kee-Kahb. Heat Transfer performance of a coiled tube absorber with working fluid of ammonia/water. ASHRAE Transactions: Symposia. SF-98-21-4.
- [140] J. S. Prost, M. T. González, M. J. Urbicain. Determination and correlation of heat transfer coefficients in a falling film evaporator. Journal of Food Engineering. 73 (2006) 320–326.
- [141] S. A. Guerrieri, R. D. Talty. A study of heat transfer to organic liquids in single-tube natural circulation vertical tube boilers. Chem. Eng. Progr. Symp. Ser., 52 (1956) 69-77.
- [142] Yong Tae Kang, Atsushi Akisawa, Takao Kashiwagi. Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH3–H2O falling film absorption. International Journal of Refrigeration. 22 (1999) 250–262.
- [143] R. C. Martinelli and D. B Nelson. Prediction of pressure drop during forced-circulation boiling of water. Transactions of the ASME, 47 (1948) 695-702.
- [144] F. D. Zhou, The study of gas–liquid two-phase flow and heat transfer in helical coiled tube, Ph.D. thesis of Xian Jiaotong University, 1985.

- [145] A. Owhadi, K. J. Bell, B. Crain Jr., Forced convection boiling inside helically coiled tubes, International Journal Heat Mass Transfer. 11 (1968) 1179–1793.
- [146] M. Kozeki, H. Nariai, T. Furukawa, K. Kurosu, A study of helically coiled tube once-through steam generator, Bull. JSME. 13 (1970) 1485–1494.
- [147] L. J. Guo, X. J. Chen, M. Y. Zhang, Research on the forced convective boiling heat transfer characteristics of steam-water two-phase flow in horizontal helically coiled tubes, J. Xian Jiaotong Univ. 28 (1994) 120–124.
- [148] C. E. Dengler, and J. N. Addoms. Heat transfer mechanism for vaporization of water in a vertical tube. Chem. Eng. Prog. Symp. Sr. 52 (1956) 95-103.
- [149] H. Nariai, M. Kobayashi, T. Matsuoka, Friction pressure drop and heat transfer coefficient of two-phase flow in helically coiled tube once-through steam generator for integrated type marine water reactor, J. Nucl. Sci. Technol.109 (1982) 936–947.
- [150] V. E. Schrock and L. M. Grossman. Forced convection boiling studies. Univ. of California, Inst. of Engineering Research, Report no. 73308-UCX-2182, Berkely, California. 1959.
- [151] Liang Zhao, Liejin Guo, Bofeng Bai, Yucheng Hou, Ximin Zhang. Convective boiling heat transfer and two-phase flow characteristics inside a small horizontal helically coiled tubing once-through steam generator. International Journal of Heat and Mass Transfer. 46 (2003)4779–4788.
- [152] J. C. Chen, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, I & EC Process Design Develop. 5 (1966)322–329.
- [153] V. V. Klimenko. A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer, International Journal of Heat and Mass Transfer. 31(1988) 541-552.
- [154] K. Ishida. Two-phase flow with heat transfer in helically-coiled tubes.PhD thesis, Imperial College, London, UK. 1981.
- [155] H. Jitian, S. Li, C. Wenwen, C. Changnian. Study on flow boiling heat transfer of R134a in horizontal helical coils. Chin. Eng. Thermophys. ID 093191, http://www.docin.com/p-37703731.html.
- [156] Tarif Ali Adib, Bertrand Heyd and Jean Vasseur. Experimental results and modeling of boiling heat transfer coefficients in falling film evaporator usable for evaporator design. Chemical Engineering and Processing 48 (2009) 961–968.

- [157] S. Jani, M. H. Saidi, A. A. Mozaffari and A. Heydari. Modeling heat and mass transfer in falling film absorption generators. Scientia Iranica, Sharif University of Technology. 11 (2004) 81-91.
- [158] I. Y. Chen and G. Kocamustafaogullari. An experimental study and practical correlations for overall heat transfer performance of horizontal tube evaporator design. National Heat Transfer Conference. HTD-Vol. 108 (1989).
- [159] J. S. Seewald. A model for calculating the performance of a lithium bromide/water absorber. The Pennsylvania State University. Department of Mechanical Engineering. 1992.
- [160] Kyongmin Kwon, Siyoung Jeong. Effect of vapor flow on the falling-film heat and a mass transfer of the ammonia/water absorber. Department of Mechanical Engineering, Sogang University, South Korea. 2004.
- [161] W. H. Parken, L. S. Fletcher, V. Sernas and J. C. Han. Heat transfer through falling film evaporation and boiling on horizontal tubes. Journal of Heat Transfer. Transactions of the ASME. 112 (1990).
- [162] W. Rivera, R. Best. Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures. International Journal of Heat and Mass Transfer. 42 (1999) 905-921.
- [163] A. Zacarías, R. Ventas, M. Venegas, A. Lecuona. Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator. International Journal of Heat and Mass Transfer 53 (2010) 4768–4779.
- [164] J. S. Seewald, H. A. Pérez Blanco. A simple model for calculating the performance of a Lithium–Bromide/Water coil absorber. ASHRAE Trans. 100 (1994) 318–328.
- [165] Blass, Eckhart. "Gas-Film flow in tubes". Chem. Ing. Tech. 49 (1977): 95-105. Translated into English at Oak Ridge National Laboratory, ORNL/TR-90/9.
- [166] VDI-GVC, (Ed. E.-U. Schluender). VDI Heat Atlas, VDI Verlag, Ja 3-12. 1994.
- [167] Bird RB, Stewart WE, Lightfoot EN. Transport phenomena. New York: Wiley; 1960.
- [168] E. E. Wilson, A basis of rational design of heat transfer apparatus, ASME Journal of Heat Transfer 37 (1915) 47–70.

- [169] José Fernández-Seara, Francisco J. Uhía, Jaime Sieres, Antonio Campo. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. Applied Thermal Engineering 27 (2007) 2745–2757.
- [170] P. Wimolsiri. Solar cooling and sustainable refrigeration, Disonible en: http://www.egi.kth.se/proj/courses/4A1623/files/ARHPTSustainRefrig 2005WP.pdfS.
- [171] M. Santamouris, A. Argiriou. Renewable energies and energy conservation technologies for buildings in southern Europe. International Journal of Solar Energy 15 (1994) 69–79.
- [172] G. Florides, S. Tassou, S. Kalogirou, L. Wrobel. Review of solar and low energy cooling technologies for buildings. Renewable Sustainable Energy Reviews 6 (2002) 557–572.
- [173] R. Best, W. Rivera, A. Oskam. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-carrol. Part I: Cooling. Heat Recovery Systems. CHP 15 (1995) 425-434.
- [174] I. Horuz. Comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. Int. Comm. Heat Mass Transfer 25 (1998) 711-721.
- [175] Y. Kaita. Simulation results of triple-effect absorption cycles. Int. Journal of Refrigeration 25 (2002) 999-1007.
- [176] Z. Wan, S. Shu and X. Hu. Novel high-efficient solar absorption refrigeration cycles. Journal of Huazhong University of Science and Technology 34 (2006) 85-87.
- [177] Muhsin Kilic, Omer Kaynakli. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. Energy 32 (2007) 1505–1512.
- [178] B. H. Gebreslassie, M. Medrano, D. Boer. Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: from half to triple effect, Renewable Energy 35 (2010) 1773-1782.
- [179] S. Kaushik and A. Arora. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems. International Journal of Refrigeration 32 (2009) 1247-1258.
- [180] R. Ayala, C. L. Heard, F. A. Holland. Ammonia-Lithium Nitrate absorption-compression refrigeration cycle. Part I. Simulation. Applied Thermal Engineering 17 (1997) 223-233.

- [181] R. Ayala, C. L. Heard, F. A. Holland. Ammonia-Lithium Nitrate absorption-compression refrigeration cycle. Part II. Experimental. Applied Thermal Engineering 18 (1998) 661-670.
- [182] R. Ventas, A. Lecuona, A. Zacarías, M. Venegas. Ammonia-Lithium Nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1351-1359.
- [183] A. Zacarías, M. Venegas, R. Ventas, A. Lecuona. Experimental assessment of ammonia adiabatic absorption into ammonia-lithium nitrate solution using a flat fan nozzle. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 3569-3579.
- [184] A. Acuña, N. Velázquez, J. Cerezo. Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant. Applied Thermal Engineering 51 (2013) 1273-1281.
- [185] C. Vasilescu, C. I. Ferreira. Solar driven double-effect absorption cycles for sub-zero temperatures. International Journal of Refrigeration 39 (2014) 86-94.
- [186] R. Best, W. Rivera. A review of thermal cooling systems. Applied Thermal Engineering 75 (2015) 1162-1175.
- [187] W. Rivera, R. Romero. Thermodynamic design data for absorption heat transformers. Part Seven: Operating on an aqueous ternary hydroxide. Applied Thermal Engineering 18 (1998) 147-156.
- [188] R. Romero, W. Rivera, R. Best. Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with water/lithium bromide and an aqueous ternary hydroxide. Solar Energy Materials & Solar Cells 63 (2000) 387-399.
- [189] R. Romero, W. Rivera, J. García, R. Best. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide. Applied Thermal Engineering 21 (2001) 1137-1147.
- [190] Y. Kaita. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. International Journal of Refrigeration 24 (2001) 374-390.
- [191] Keith E. Herold, Reinhard Radermacher, Lawrence Howe, and Donald C. Erickson. Development of an absorption heat pump water heater using an aqueous ternary hydroxide working fluid. International Journal of Refrigeration 14 (1991) 156-167.

- [192] L. A. Domínguez-Inzunza, M. Sandoval-Reyes, J. A. Hernández-Magallanes and W. Rivera. Comparison of performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H2O-LiBr. 2013 ISES Solar World Congress. Energy Procedia 57 (2014) 2534-2543.
- [193] W. Rivera, R. Romero, J. A. Hernández-Magallanes and L. A. Domínguez-Inzunza. Comparison of the performance of single and advanced absorption cooling systems operating with the water/hydroxides mixture. 3er Simposio Internacional sobre Energías Renovables y Sustentabilidad. Instituto de Energías Renovables UNAM. 2015.