



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

COMPARACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE UN
REFRIGERADOR SOLAR PARA PRODUCCIÓN DE HIELO
OPERANDO CON LAS MEZCLAS $NH_3 - LiNO_3$ y
 $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$.

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA
ENERGÍA - SOLAR FOTOTÉRMICA
P R E S E N T A
GUADALUPE MORENO QUINTANAR

DIRECTOR DE TESIS:
DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO



Temixco, Morelos

2010



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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. Gustavo Urquiza Beltrán
1er Suplente	Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza
2do Suplente	Dr. Carlos Octavio Rivera Blanco

LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS

Centro de Investigación en Energía (CIE), UNAM
Temixco, Morelos

TUTOR DE TESIS:

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

FIRMA

Dedicatoria

Dedico este trabajo a Guadalupe, mi madre
Gracias por apoyarme en todas las decisiones que he tomado.

Agradecimientos

Quiero expresar mi agradecimiento:

A la Universidad Nacional Autónoma de México, mi *alma mater*.

Al Centro de Investigación en Energía de la UNAM, en especial a la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, por el apoyo brindado para la realización de mis estudios.

Al Proyecto IN1034093 de PAPIIT, que aportó los fondos para el desarrollo de este trabajo.

A CONACYT por la beca de manutención que me brindó durante 2 años

A la beca de Fomento a la Graduación de la UNAM por la beca brindada.

A la Universidad Rovira i Virgili, especialmente al Departamento de Ingeniería Mecánica dirigido por el Dr. Alberto Coronas Salcedo por brindar recursos para mi estancia en su departamento.

A mi asesor, Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco, por el apoyo y la guía recibida para la realización de este trabajo.

Al Dr. Victor Gómez Espinoza por el apoyo durante el trabajo experimental y por su amistad.

A Dr. Roberto Best, Dr. Gustavo Urquiza y Dr. Carlos Rivera por la revisión de este trabajo y sus comentarios.

A Miguel Ríos por las asesorías en el Taller.

A Rodrigo que ha sido mi asesor técnico, mi apoyo moral y sobre todo mi amigo.

A mis amigos del laboratorio: Ulises, Alex, José Vidal, Onésimo, Naghelli, Betty, Amilcar y David.

A mis amigos de generación: Mario, Martín, Ricardo, Sergio, Adriana y Francisco.

Contenido

Lista de Figuras	v
Lista de Tablas	ix
Nomenclatura	xi
Resumen	xiii
1. Introducción	1
1.1. Situación energética del país	1
1.2. Fuentes renovables de energía	4
1.2.1. Energía solar	4
1.3. Antecedentes	6
1.3.1. Refrigeración solar	6
1.4. Revisión bibliográfica	9
1.4.1. Experimentales	9
1.4.2. Teóricos	11
1.4.3. Trabajos realizados con relación al refrigerador solar intermitente . .	13
1.4.4. Mezclas alternativas	13
1.5. Justificación	15
1.6. Objetivos	16
1.6.1. Objetivo General	16
1.6.2. Objetivos Específicos	16
1.7. Metodología	16
1.8. Estructura de la tesis	17
2. Marco Teórico	19
2.1. Antecedentes	19
2.1.1. Procesos reversibles e irreversibles	19
2.1.2. Enunciados de la segunda ley de la termodinámica	20

2.1.3.	Ciclo de Carnot	20
2.1.4.	Ciclo inverso de Carnot	23
2.2.	Ciclos de refrigeración	24
2.2.1.	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	25
2.2.2.	Ciclo de refrigeración por absorción	27
2.3.	Fluidos de trabajo	31
2.3.1.	Refrigerantes	31
2.3.2.	Mezclas refrigerante-absorbente	32
2.3.3.	La mezcla amoniaco-nitrato de litio ($NH_3 - LiNO_3$)	33
2.3.4.	La mezcla amoniaco-nitrato de litio-agua ($NH_3 - LiNO_3 - H_2O$)	35
3.	Descripción del refrigerador solar	37
3.1.	Descripción del sistema	37
3.1.1.	Colector Parabólico Compuesto (CPC)	38
3.1.2.	Condensador	40
3.1.3.	Tanque de condensado	41
3.1.4.	Dispositivos de expansión	41
3.1.5.	Evaporador	43
3.1.6.	Estructura y conexiones	43
3.1.7.	Instrumentación y control	46
3.1.8.	Sistemas auxiliares	49
3.2.	Descripción operativa del sistema	52
3.2.1.	Procedimientos para la puesta en operación del sistema	53
3.2.2.	Preparación de la solución	56
3.2.3.	Procedimiento de carga de solución en el sistema	58
3.2.4.	Procedimiento de operación del refrigerador solar intermitente	61
4.	Evaluación del equipo experimental	71
4.1.	Información adquirida	71
4.2.	Descripción de los procesos	74
4.2.1.	Etapas de generación	75
4.2.2.	Etapas de evaporación	77
4.3.	Resultados del sistema operando con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$	79
4.3.1.	Resultados de las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento	80
4.3.2.	Resultados de las pruebas a diferentes concentraciones	85
4.4.	Resultados del sistema operando con la mezcla $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$	87
4.4.1.	Proceso de evaporación con la mezcla ternaria	92

4.5. Comparación entre las mezclas $NH_3 - LiNO_3$ y $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$. . .	96
4.6. Conclusiones	103
5. Conclusiones y Recomendaciones	107
5.1. Conclusiones	107
5.2. Recomendaciones	109
A. Datos estadísticos de la pruebas	111
Referencias	117

Lista de Figuras

1.1. Capacidad de generación eléctrica instalada	3
1.2. Distribución histórica de las reservas de hidrocarburos	3
1.3. Mapa de radiación solar	5
2.1. Diagrama T-s para un ciclo de Carnot	21
2.2. Diagrama P-V para un gas ideal realizando un ciclo de Carnot	23
2.3. Diagrama T-s del ciclo inverso de Carnot	24
2.4. Diagrama P-h y T-s del ciclo de refrigeración por compresión	26
2.5. Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión	26
2.6. Diagrama de un sistema de refrigeración por absorción	27
2.7. Diagrama de un ciclo de reabsorción usando dos circuitos de solución	30
3.1. Colector Parabólico Compuesto	39
3.2. Mirilla en una tapa del receptor	40
3.3. Condensador	41
3.4. Tanque de condensado	42
3.5. Dispositivos de expansión	42
3.6. Evaporador	43
3.7. Diagrama de la distribución del refrigerador solar [1]	44
3.8. Diagrama del sistema.	48
3.9. Adquisidor y tarjeta modelo 34970A	49
3.10. Programa de adquisición operando	50
3.11. Control de temperatura de agua de enfriamiento	52
3.12. Actuador eléctrico J2 instalado en una válvula Worcester de 1/4 in	53
3.13. Tanque de carga de solución	54
3.14. Tanque portátil de amoniaco	55
3.15. Instrumentos para realizar la deshidratación de la sal	56
3.16. $LiNO_3$ dentro del horno	57
3.17. Preparación de la solución, carga de amoniaco	58

3.18. Carga de la solución por diferencia de alturas	59
3.19. Carga de la solución hacia el equipo de refrigeración	60
3.20. Llenado del tanque portátil de amoniaco	61
3.21. Carga de amoniaco al sistema de refrigeración	62
3.22. Diagrama esquemático del refrigerador solar [1]	63
3.23. Programa refsol2008g.vee de adquisición	66
4.1. Temperaturas y presión del proceso de generación del día 090224	75
4.2. Radiación global y calor útil de generación de la prueba del día 090224	76
4.3. Presiones durante el proceso de generación del día 090224	77
4.4. Temperaturas durante el proceso de evaporación del día 081217	78
4.5. Presiones durante el proceso de evaporación del día 081217	79
4.6. Presión máxima de las pruebas con la mezcla binaria	80
4.7. Volumen de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla binaria	81
4.8. Masa de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla binaria	81
4.9. Insolación recibida durante las pruebas con la mezcla binaria	82
4.10. COPE de las pruebas con la mezcla binaria	82
4.11. Valores promedio del volumen generado en las pruebas a diferentes tempera- turas de agua de enfriamiento	83
4.12. Valores promedio del COPE de las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento	84
4.13. Valores promedio de la eficiencia del CPC para las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento	84
4.14. Valores promedio del volumen generado, insolación recibida, COPE obtenido y eficiencia de CPC en las pruebas a diferentes concentraciones	85
4.15. Volumen de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla ternaria	87
4.16. Masa de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla ternaria	88
4.17. Insolación recibida durante las pruebas con la mezcla ternaria	88
4.18. COPE de las pruebas con la mezcla ternaria	89
4.19. Eficiencia del CPC de las pruebas con la mezcla ternaria	89
4.20. Valores promedio del volumen generado, insolación recibida, COPE obtenido y eficiencia de CPC en las pruebas con la mezcla ternaria	91
4.21. Temperaturas y presión durante el proceso de evaporación del 091127	92
4.22. Placa de hielo producido el 091128	93
4.23. Presión y temperatura a la salida del tubo capilar comparado con líneas de equilibrio amoniaco-agua	93
4.24. Presión y temperatura de equilibrio para la mezcla amoniaco-agua a altas concentraciones	94

4.25. Presión y temperatura a la salida del tubo capilar del 091209	95
4.26. Presión máxima en el generador de las pruebas para ambas mezclas	96
4.27. Temperatura máxima de la solución de cada una de las pruebas	97
4.28. Temperatura de la solución y presión en el generador de las pruebas para ambas mezclas	98
4.29. Volumen de amoniaco en función de la hora de inicio de la prueba	100
4.30. Volumen generado de amoniaco en función de la insolación recibida para las concentraciones con la mezcla binaria	101
4.31. Volumen generado de amoniaco en función de la insolación recibida para las concentraciones con la mezcla ternaria	101
4.32. Relación entre la presión máxima en el generador y la temperatura a la salida del condensador	103
4.33. Relación entre la temperatura a la salida del condensador y la temperatura ambiente	104

Lista de Tablas

1.1. Producción de energía primaria (Petajoules)	2
2.1. Propiedades físicas del $LiNO_3$	34
2.2. Ventajas y desventajas de las mezclas más comunes y las propuestas para ser utilizadas	36
3.1. Ecuaciones de calibración de los instrumentos de medición	47
3.2. Inclinación del CPC	64
3.3. Formato para registrar el hielo generado	68
4.1. Masa de los componentes de la solución binaria	72
4.2. Masa de los componentes de la solución ternaria	72
4.3. Resultados de las pruebas de significancia para la mezcla binaria	86
4.4. Resultados de las pruebas de significancia para la mezcla ternaria	91
4.5. Pruebas de significancia de la comparación de las propiedades	99
4.6. Pruebas de linealidad	102
4.7. Resultados de las pruebas de significancia de la comparación de las mezclas .	103
A.1. Datos estadísticos agrupados por temperatura de agua de enfriamiento y concentración de la mezcla binaria	111
A.2. Datos estadísticos de información de la mezcla binaria y ternaria agrupados por concentración	113
A.3. Datos estadísticos de las propiedades durante el proceso de generación . . .	114

Nomenclatura

A_a	Área de apertura del CPC	m^2
E_r	Energía recibida debido a la radiación	MJ
G	Radiación global	$\frac{W}{m^2}$
H_0	Hipótesis nula	
H_1	Hipótesis alterna	
P_e	Presión en el evaporador	bar
P_{g1}	Presión en el generador al inicio de la generación	bar
P_{gm}	Presión máxima en el generador	bar
P_g	Presión en el generador/absorbedor	bar
P_t	Presión en el tanque de condensado	bar
P_v	Presión a la salida del dispositivo de expansión	bar
Q_{ug}	Calor útil de generación	MJ
T_{ae}	Temperatura de agua de enfriamiento	$^{\circ}C$
T_{amm}	Temperatura ambiente máxima	$^{\circ}C$
T_{amp}	Temperatura ambiente promedio	$^{\circ}C$
T_{am}	Temperatura ambiente	$^{\circ}C$
T_{c1}	Temperatura a la entrada del condensador	$^{\circ}C$
T_{c2}	Temperatura a la salida del condensador	$^{\circ}C$
T_{e1}	Temperatura a la entrada del evaporador	$^{\circ}C$
T_{e2}	Temperatura a la salida del evaporador	$^{\circ}C$
T_{ea}	Temperatura del agua dentro del evaporador	$^{\circ}C$
T_{ei}	Temperatura en el interior del evaporador	$^{\circ}C$
T_{s1}	Temperatura de la solución al inicio de la generación	$^{\circ}C$
T_{sm}	Temperatura máxima de la solución	$^{\circ}C$
T_{sp}	Temperatura promedio de la solución	$^{\circ}C$

T_s	Temperatura de la solución	°C
T_t	Temperatura del amoniaco en el tanque de condensado	°C
T_v	Temperatura a la salida de la válvula o tubo capilar	°C
\bar{x}	Media	
COPE	Coficiente de operación equivalente	$\frac{kg}{MJ}$
H	Insolación	$\frac{MJ}{m^2}$
x	Concentración en masa	$\frac{kg}{kg}$
$es_{\bar{x}}$	Error estándar de la media	
m	Masa	kg
n	Número de datos	
r	Coficiente de correlación	
s	Desviación estándar de una muestra	
t	Tiempo, estadístico t	s, h, adim
t_g	Duración del proceso de generación	h
v_{NH_3}	Volumen de amoniaco	L

Letras griegas

β	Ángulo de inclinación del CPC	°
η_{CPC}	Eficiencia del CPC	adimensional
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$

Resumen

Debido a su ubicación geográfica, la mayor parte del territorio de México cuenta con una insolación media anual de $18 \text{ MJ}/\text{m}^2$. Este potencial puede ser aprovechado por sistemas de refrigeración solar ideales para ser instalados en lugares que no cuentan con suministro de energía eléctrica. Se han publicado diversos trabajos sobre refrigeración solar por absorción tanto teóricos como experimentales, de los cuales pocos reportan resultados de operación con el par $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$.

En el Centro de Investigación en Energía (CIE) se ha desarrollado un refrigerador solar intermitente por absorción que opera con la mezcla $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$, está diseñado para generar 8 kg de hielo al día. El sistema consta de un colector parabólico compuesto (CPC) con receptor cilíndrico que funciona como absorbedor/generador, un condensador, un tanque de almacenamiento de amoníaco, un tubo capilar, una válvula de aguja y un evaporador. Al ser un sistema intermitente el ciclo de refrigeración se realiza en dos etapas, una de generación y otra de evaporación de amoníaco. En la etapa de generación el CPC tiene la función de convertir la energía solar en energía térmica para que el refrigerante sea generado, condensado y almacenado en el tanque. La etapa de evaporación se realiza en la noche produciendo el efecto refrigerante dentro del evaporador para generar hielo.

La mezcla $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ tiene la desventaja de tener una viscosidad alta que interviene desfavorablemente a los procesos de transferencia de calor y de masa, algunos autores han propuesto añadirle agua a la mezcla para disminuir la viscosidad y mejorar los procesos antes mencionados.

En el presente trabajo se realiza la evaluación del sistema operando con la mezcla binaria $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ a concentraciones de entre 47% a 50% y operando con la mezcla ternaria $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3 - \text{H}_2\text{O}$ a concentraciones de entre 10% a 25% de agua sobre el absorbente, reportando la comparación de los resultados obtenidos.

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se presentan cifras sobre la situación energética del país, se habla del potencial que tiene la energía solar en México y se da una breve descripción de las tecnologías de refrigeración solar para dar a conocer los motivos generales que alientan a la realización del presente trabajo. Después se muestra la revisión bibliográfica sobre el tema a tratar, los objetivos de esta investigación y la justificación, para por último presentar la estructura del trabajo.

1.1. Situación energética del país

La situación energética del país está basada fuertemente en el consumo de los hidrocarburos, en el 2008 la aportación de éstos a la producción de energía primaria fue del 89.1 % como lo muestra la tabla 1.1, aportando la generación de energía eléctrica con otros recursos el 5.4 % y la biomasa el 3.3 % conformada en su mayoría por el uso de leña.

En la figura 1.1 se muestran las fuentes de energía usadas para la producción de energía eléctrica. El 68 % es generada por la quema de hidrocarburos y el 5 % mediante el uso de carbón. La generación con fuentes de energía renovables contribuye con el 24 % con el mayor aporte de la energía hidráulica, con una presencia menor se usan la energía geotérmica y la eólica.

El sistema energético del país no es sustentable ya que tiene una fuerte dependencia del petróleo, recurso no renovable con una tasa de consumo alta. Muestra de esto es que las reservas disminuyen y no se ha desarrollado la tecnología de manera masiva para aprovechar otras fuentes de energía. Las cifras indican que las reservas van disminuyendo, en la figura 1.2 se muestran las reservas probadas, posibles y probables de hidrocarburos en un periodo

Tabla 1.1. Producción de energía primaria (Petajoules)

	Año		Variación porcentual (%) 2008/2007	Estructura porcentual	
	2007	2008		2007 %	2008 %
Total	10,522.97	10,500.16	-0.2	100.0	100.0
Carbón	251.24	230.43	-8.3	2.4	2.2
Hidrocarburos	9,466.86	9,358.16	-1.1	90.0	89.1
Petróleo crudo	6,923.36	6,520.85	-5.8	65.8	62.1
Condensados	107.20	91.45	-14.7	1.0	0.9
Gas natural	2,436.30	2,745.87	12.7	23.2	26.2
Electricidad primaria	458.55	566.12	23.5	4.4	5.4
Nucleoenergía	114.49	106.64	-6.9	1.1	1.0
Hidroenergía	268.18	386.78	44.2	2.5	3.7
Geoenergía	73.43	70.17	-4.4	0.7	0.7
Energía eólica	2.46	2.54	3.1	0.0	0.0
Biomasa	346.31	345.44	-0.3	3.3	3.3
Bagazo de caña	99.56	99.13	-0.4	0.9	0.9
Leña	246.75	246.31	-0.2	2.3	2.3

de 10 años a partir de 1999, la tendencia es una disminución constante. Además de que la mayor parte del recurso prospectivo de hidrocarburos se encuentra en las Cuencas del Sureste y en la Cuenca del Golfo de México, la extracción en este lugar será más costosa y habrá que invertir demasiados recursos para su desarrollo.

Por otra parte la quema de hidrocarburos es la responsable del 80 % del dióxido de carbono (CO_2) que se emite a la atmósfera, gas culpable de el efecto invernadero y por lo tanto del calentamiento global.

El ahorro energético, la optimización de equipos y procesos y la inclusión en un mayor porcentaje de fuentes de energía renovables es una de las posibles soluciones a la fuerte dependencia energética de los hidrocarburos, logrando así disminuir la generación de CO_2 y de esta forma proteger el ambiente.

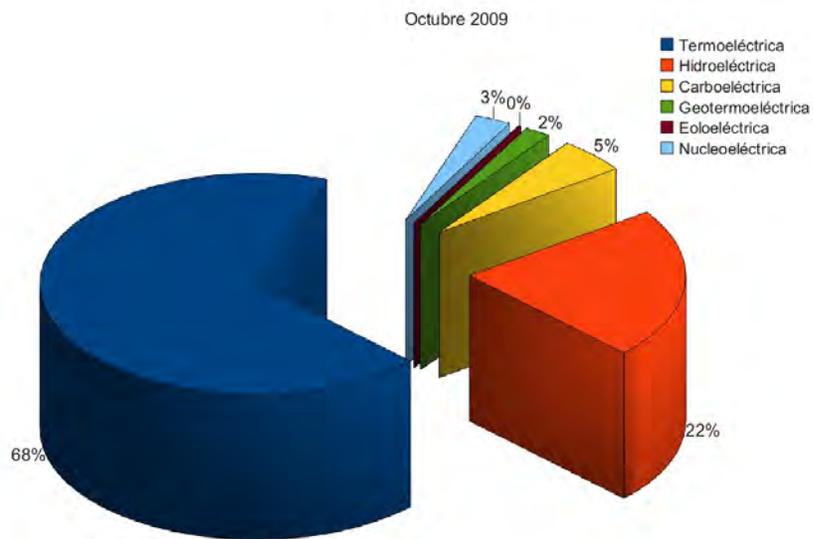


Figura 1.1. Capacidad de generación eléctrica instalada

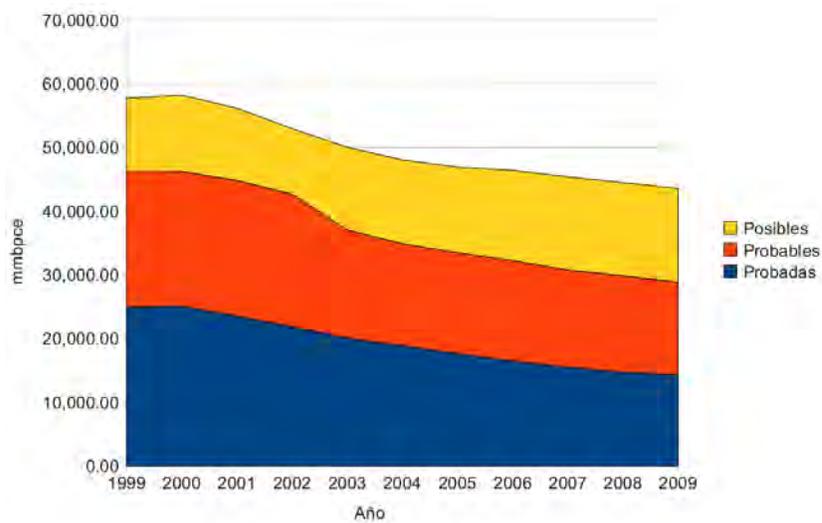


Figura 1.2. Distribución histórica de las reservas de hidrocarburos

1.2. Fuentes renovables de energía

Las fuentes renovables de energía son aquellas susceptibles de ser transformadas en una energía que pueda ser aprovechada y que puede regenerarse de manera natural, de tal manera que se puede encontrar de forma continua.

Los tipos de fuentes renovables se pueden clasificar por su origen de la siguiente forma:

- Energía del sol
 - Eólica
 - Radiación solar
 - Hidráulica
 - Bioenergía
- Calor de la corteza terrestre
 - Geotérmica
- Movimiento relativo de la luna y el sol
 - Olas
 - Mareas
 - Corrientes oceánicas
 - Otras energías oceánicas

1.2.1. Energía solar

El potencial de energía solar en México es de los más altos del mundo, al encontrarse dentro del cinturón más favorable formado por la franja entre las latitudes de 15° y 35° como se muestra en la figura 1.3. La mayor parte del territorio tiene una insolación media anual de $5 \frac{kWh}{m^2}$ [2] por día equivalente a $18 \frac{MJ}{m^2}$, en algunos lugares se llega a $6 \frac{kWh}{m^2}$ [3] equivalente a $21.6 \frac{MJ}{m^2}$.

La radiación solar se aprovecha tradicionalmente para una gran variedad de aplicaciones térmicas tales como la calefacción o refrigeración pasiva de edificios, la producción de sal o el secado de ropa, grano, madera, pescado y carne, en magnitudes que no se han cuantificado.

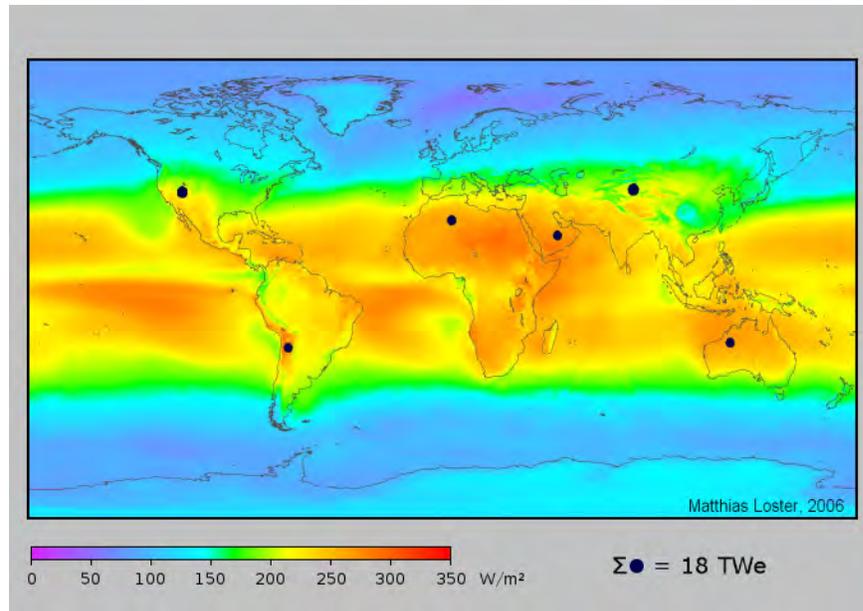


Figura 1.3. Mapa de radiación solar

El aprovechamiento de la energía solar se da por medio de dos tecnologías: fotovoltaica y fototérmica. Con la tecnología fotovoltaica se realiza la conversión de energía solar a energía eléctrica, esta energía puede ser incorporada a la red mediante un sistema de conversión o puede ser almacenada en baterías. La tecnología fototérmica consiste en convertir la energía solar en energía térmica para su uso en sistemas de calentamiento de agua, refrigeración, generación de energía eléctrica, destilación, secado, etc.

En 2008 el sector residencial constituyó el 16 % del consumo final de energía en México. Un hogar típico en México consume alrededor de 8,735 kWh por año, y los equipos que representan el mayor consumo de energía son: estufas, calentadores de agua, refrigeradores y equipos de acondicionamiento de aire. Estos cuatro equipos representan el 70 % del consumo en el sector residencial en México [4]. Este 70 % es un gran potencial para introducir equipos que funcionen con energía solar en su totalidad o equipos operando de forma híbrida.

Es real que la energía solar no va a cubrir la demanda energética del país pero si puede apoyar a reducir la demanda de energía eléctrica basada en hidrocarburos, además de que abre la posibilidad de proveer energía a poblaciones a las cuales no llega la energía mediante la distribución convencional por lo que es de vital importancia trabajar en la investigación y desarrollo de tecnologías que utilicen la energía solar, cuando la escasez de los hidrocarburos sea mayor estas tecnologías tendrán un costo más competitivo con la ventaja de que el costo de la energía solar no es dependiente de la economía global.

1.3. Antecedentes

La necesidad de la conservación de los alimentos es lo que ha llevado al hombre ha desarrollar sistemas de refrigeración, aumentando posteriormente sus aplicaciones a la climatización, la congelación, el enfriamiento, la criogenia así como la producción de materias primas y productos terminados.

Antes de existir los refrigeradores tal como los conocemos se usaban diversos métodos de enfriamiento para conservar alimentos y enfriar bebidas. Entre estos métodos esta el enfriamiento evaporativo que usaban los antiguos egipcios al poner jarras llenas de agua en la azoteas para que la brisa nocturna evaporara parte del agua y se enfriara el resto y el almacenamiento de frío en hieleras artificiales con hielo procedente de las montañas. Posteriormente en 1626 Francis Bacon rellena con nieve un pollo en el intento de conservarlo, en 1683 Anton Van Leeuwenhoek descubrió los microbios, así los científicos encontraron que la rápida multiplicación de los microbios se realiza en condiciones cálidas y húmedas y que estos son los causantes de la descomposición de los alimentos. La primera patente para una máquina productora de hielo fue otorgada a Jacob Perkins en 1834, ingeniero norteamericano [5].

Ahora se encuentran diversos equipos de refrigeración a nivel comercial operando bajo diferentes principios, el objetivo de este trabajo se enfoca en un refrigerador que trabaja con energía solar. A continuación se dará un resumen de las tecnologías desarrolladas para la refrigeración solar.

1.3.1. Refrigeración solar

Considerando que la demanda de refrigeración se incrementa cuando la radiación solar se intensifica, los sistemas de refrigeración solar son una solución viable. Hay una gran variedad de tecnologías de refrigeración, algunas se enuncian a continuación:

Refrigeración solar eléctrica. Consiste en un refrigerador eléctrico alimentado por paneles solares. La eficiencia de un panel es alrededor del 15 % bajo el sol de mediodía en un día claro. La ventaja de este sistema es su construcción simple y la alta eficiencia debida a la combinación de un sistema de refrigeración convencional de compresión mecánica. Hay pocos sistemas de este tipo reportados en la literatura, los coeficientes de operación (COPs) de las máquinas de compresión están entre 1.1 a 3.3 para temperaturas de evaporación entre -5 a 15°C. Se usan paneles fotovoltaicos monocristalinos con compresores de velocidad variable con baterías o generadores de respaldo. Existen algunos inconvenientes para la comercialización de estos sistemas como lo son: el problema de la variación en la producción de electricidad, lo

cual podría resolverse con baterías, uso de energía solar con respaldo de la red eléctrica o un compresor de capacidad variable; el alto costo de los paneles solares y por último la eficiencia se ve mermada al ser el producto de la eficiencia del panel y del sistema de refrigeración.

Además de los sistemas por compresión también se pueden acoplar otras tecnologías de refrigeración a los paneles fotovoltaicos, como son los termoelectricos fabricados con un semiconductor los cuales son usados para el enfriamiento de chips electrónicos, refrigeradores portátiles y aplicaciones espaciales donde el espacio es muy limitado, estos sistemas operan con COPs bastante bajos de entre 0.3 y 0.6. También pueden ser conectados refrigeradores Stirling operando con COP bajos y refrigeradores termoacústicos manejados eléctricamente; donde se ha reportado un sistema de 119 W con COP alrededor de 0.8 con temperaturas de 33.9 °C y -24.6 °C, así también existen los de enfriamiento magnético usados en criogenia, que por ahora son de costo elevado reportando un COP de 3.0.

Refrigeración solar térmica. Este tipo de sistemas transforman la energía solar en calor utilizado para producir el efecto refrigerante. Para la transformación de energía solar a térmica se usan colectores planos, colectores de tubos evacuados o concentradores. Esta tecnología de refrigeración se divide de la siguiente forma:

- Termomecánica. El calor es introducido a una máquina térmica que opera en un ciclo Rankine o Stirling para generar trabajo mecánico y así operar un sistema de refrigeración por compresión mecánica. Esta tecnología es más costosa que la de los sistemas de refrigeración solar eléctrica. La eficiencia de transformación de calor en electricidad varía dependiendo del ciclo utilizado entre 35 % y 41 % a diferentes temperaturas, siendo el más eficiente el tipo Stirling a temperaturas de gas alrededor de los 700 °C.
 - Sorción. Se utiliza la atracción física y química de dos sustancias y la transferencia de calor para producir frío. La sustancia con el punto de ebullición menor se le llama sorbato y la otra es el sorbente, el sorbato es el refrigerante. El lugar donde se da la desorción se llama generador y donde se da la sorción es el absorbedor.
 - Absorción. Se refiere al proceso donde un sorbente líquido o sólido absorbe las moléculas refrigerantes y en el proceso cambia física y/o químicamente. Esta es la tecnología más empleada para refrigeración solar. Requiere cantidades muy pequeñas o nulas de energía eléctrica, una máquina que trabaja por absorción es menor en tamaño que una de adsorción de la misma capacidad. Se han reportado máquinas por absorción con COPs de enfriamiento de entre 0.3 y 1.2.
 - Adsorción. Un sorbente sólido atrae con una fuerza química o física a las moléculas del refrigerante a su superficie sin sufrir cambios en forma.
-

- Adsorción física. Se usan adsorbentes como zeolita, sílica gel, carbón activado y alúmina que tienen estructuras porosas con gran potencial de superficie y huecos para almacenar el refrigerante. Los procesos son intermitentes para permitir la regeneración del adsorbente. Los pares de trabajo usados son carbón activado y metanol o amoníaco, sílica gel-agua. Las aplicaciones van desde la producción de hielo hasta aire acondicionado con capacidades entre 3.2 y 3.6 kW reportadas, COPs entre 0.2 y 0.6 a temperaturas de generación desde 55 hasta 95 °C. El mayor problema con la adsorción es su baja capacidad de enfriamiento.
- Adsorción química. La adhesión química entre el adsorbato y el adsorbente es fuerte, se necesita mayor energía para separarlos que en la adsorción física. Los pares más usados en aplicaciones solares es el cloruro de calcio-amoniaco o cloruro de calcio-agua. Tokarev [6] creó un material compuesto impregnando cloruro de calcio en un matriz MCM-41 (silicato), reportando un COP de 0.7 con una temperatura en el condensador de 40 °C y en el generador de 110 °C.
- Desecante. Al sorbente se le llama desecante, es un ciclo de sorción abierta, donde se absorbe la humedad contenida en el aire. El desecante puede ser sólido o líquido, todos los sorbentes de agua pueden ser desecantes como por ejemplo sílica gel, alúmina activada, cloruro de litio. Se ha logrado un COP de 0.7 con un sistema de enfriamiento desecante sólido bajo condiciones de operación normales. El sistema desecante deshumidificador ofrece un control más eficiente de humedad que otras tecnologías, cuando se tiene una gran demanda de ventilación o deshumidificación un sistema desecante solar es una buena opción.
- Otras tecnologías. La refrigeración electroquímica es un concepto nuevo basado en que si a una celda electroquímica reversible se le aplica un voltaje, ésta rechaza calor entonces si el voltaje es revertido podría absorber calor, ésta tecnología esta siendo investigada actualmente.

La desventaja de la refrigeración solar es que por ahora los costos iniciales son altos. Las tecnologías de absorción y adsorción son comparables en rendimiento, sin embargo, los sistemas por adsorción son más costosos que los de absorción. Además se requiere el desarrollo de nuevos ciclos termodinámicos y/o fluidos de trabajo [7].

1.4. Revisión bibliográfica

A lo largo de los años se ha desarrollado investigación en refrigeración solar, a continuación se presenta un resumen de algunos de los trabajos realizados . Esta revisión divide los trabajos en: experimentales, teóricos, relacionados con el refrigerador presentado en este trabajo y mezclas alternativas.

1.4.1. Experimentales

Uppal en 1986 construyó un refrigerador solar por absorción operado con amoniaco-agua de baja capacidad para almacenar vacunas en lugares remotos [8].

Staicovici en el 1986 desarrolló un sistema de refrigeración por absorción solar intermitente de una etapa para preservación de pescado con un COP de 0.25 a 0.3 con temperaturas de 80°C y 24.3°C de generación y de condensación respectivamente [9].

Pilatowsky, Geffroy y Oscos en 1984 evalúan un prototipo experimental que consiste en un refrigerador intermitente por absorción con la mezcla amoniaco-agua con una capacidad máxima de enfriamiento de diseño de 7.94 MJ por ciclo y colectores solares planos de alto rendimiento. En la fase de generación se tenía aceite a temperaturas de 129 a 139°C y una temperatura en la solución entre 80 y 90°C suficiente para alcanzar la ebullición y evaporar el refrigerante. El rango de temperatura en la evaporación estuvo entre -33 y -15°C, la temperatura de entrada al absorbedor fue de 28°C. La concentración de la solución fue de 0.5 kg de amoniaco por kg de solución. Se obtuvieron coeficientes de operación experimental de 0.304 y teórico de 0.33 con un capacidad de enfriamiento experimental de 5.9 MJ por ciclo [10].

Erickson en 1988 patentó en Estados Unidos de Norteamérica, un refrigerador solar intermitente con ciclo de absorción de amoniaco, describiendo un aparato de sección circular para contener un líquido absorbente refrigerante, un reflector de concentración de radiación solar, un condensador para enfriar el vapor desorbido del conducto superior conectado al recipiente a presión a su vez conectado al evaporador el cual recibe a presión reducida el refrigerante que ha sido condensado y un conducto para retornar el refrigerante evaporado a la solución líquida absorbente [11].

Erickson en 1990 con apoyo de la empresa Energy Concepts Company presentan un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente para la fabricación de hielo. El sistema de refrigeración se llama Intermittent Solar Ammonia Absorption Cycle (ISAAC®), consiste en un colector parabólico compuesto a una razón de concentración de 1.8, dos recipientes de presión, un rectificador, un condensador enfriado por aire, un evaporador y tubería, no tiene

partes móviles ni componentes eléctricos. La empresa ofrece comercialmente tres modelos que producen 66, 30 y 6 kg de hielo con un costo total de 13,000, 9,000 y 3,850 dólares respectivamente, el área de colector en cada caso es de 11, 5.9 y 1.4 m^2 . En 1992 uno de estos sistemas fue instalado en una población en el estado de Michoacán apoyado por el programa PRONASOL. El equipo funcionó sin que se dieran las eficiencias marcadas por el proveedor [12].

En 1993 Sierra, Best y Holland usaron un estanque solar para accionar un refrigerador intermitente por absorción con la mezcla amoniaco-agua. Reportan temperaturas de generación de 76°C y temperaturas de evaporación de -2°C, el COP térmico trabajando esta dentro del rango de 0.24 a 0.28 [13].

Hammad y Zurigat en 1998 publican la evaluación de una unidad de aire acondicionado solar de segunda generación operada con agua-bromuro de litio, para una capacidad de 1.5 toneladas. La unidad esta compuesta por 14 m^2 de colectores solares planos y cinco intercambiadores de coraza y tubos. También cuenta con una bomba de circulación para la solución y otra para el agua caliente alimentadas con paneles solares. El valor máximo de COP fue de 0.85. Este sistema se puede utilizar para zonas rurales desérticas remotas, así como para futuras unidades comerciales [14].

Hammad y Habali diseñaron un refrigerador solar por absorción usando la mezcla amoniaco-agua para enfriar un gabinete para vacunas en el Este Medio. La simulación indicó un rango de COP térmico entre 0.5 y 0.65 con temperaturas de generación de 100°C a 120°C y la temperatura dentro del gabinete de 0°C a 8°C [15].

Fernández-Llebrez, Pilatowsky y Hernández en 1998 adquirieron, instalaron e instrumentaron una unidad de enfriamiento por absorción de fabricación japonesa, basada en el principio de absorción de una etapa, utilizando la mezcla agua-bromuro de litio, la cual opera con energía solar y con el apoyo de una caldera de gas natural. La planta de enfriamiento consiste en varios subsistemas: planta de refrigeración, generación de potencia térmica, disipador de calor, suministro de potencia de calentamiento y enfriamiento, sistema de acondicionamiento de aire, hidráulico, eléctrico y de control. Esta instalación se localiza en la azotea de uno de los edificios de los talleres y laboratorios de la Escuela Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla.

La potencia de enfriamiento se utiliza para la climatización de un laboratorio, con una superficie de 360 m^2 aproximadamente. El COP es del orden del 0.7, que varía en función de la temperatura del agua caliente, de las condiciones ambientales y del nivel requerido de enfriamiento del agua. Para operar la planta en diferentes épocas del año, se instaló una bomba de calor, la cual produce tanto una potencia de calentamiento como de enfriamiento [16].

Desde 1993 en la Universidad de Shanghai Jiao Tong se ha trabajado en la investigación en refrigeración por absorción, se han elaborado y evaluado varios prototipos para producción de hielo. Li en 2001 construyó un refrigerador con colector plano para hacer hielo por adsorción con carbón activado y metanol para propósito de demostración. Los resultados experimentales muestran que el COP del ciclo de refrigeración es de 0.45 e integrando el colector solar el COP varía de 0.12-0.14 con una producción de 5-6 kg de hielo producido por m^2 aproximadamente [17]. Después de varias mejoras se construyó un refrigerador similar que no contiene válvulas [18], los resultados experimentales muestran que se puede obtener de 6 a 7 kg de hielo en interiores simulando la radiación con lámparas de cuarzo con energía radiante de 17 - 20 $\frac{MJ}{m^2}$ con un COP del sistema de 0.13 a 0.15. En cambio, en exteriores se pudo producir 4 kg de hielo con un COP del sistema de 0.12 cuando la insolación fue de 16-18 $\frac{MJ}{m^2}$. Después se desarrolló un nuevo refrigerador solar productor de hielo que puede fabricar 4-5 kg de hielo en un día que tenga una insolación dentro del rango de 18-22 $\frac{MJ}{m^2}$. Estos modelos mejorados, ahora se fabrican en China para aplicaciones masivas [19].

Pierrès, Nathali y Stitou en el 2007, construyen un prototipo termoquímico solar que produce frío a baja temperatura, el prototipo fue probado en verano y otoño del 2005 en Perpignan, Francia. Se usa para enfriar una cámara fría de 560 L bajando a cerca de 25°C por debajo de 0, usando únicamente calor de baja temperatura producido por dos colectores planos. El proceso incluye dos sistemas termoquímicos en cascada con la sal cloruro de bario reaccionando con amoníaco. El sistema trabaja en forma discontinua, se alterna entre un modo de descomposición a alta presión durante el día y modo de producción de frío a baja presión durante la noche. Los resultados experimentales prueban la factibilidad de este nuevo concepto de producción de frío con energía solar, a temperaturas tan bajas como -30° C. También se muestran las eficiencias del sistema durante los meses soleados del año con un coeficiente de desempeño solar de cerca de 0.031 durante el período de prueba [20].

1.4.2. Teóricos

Antonopoulos y Rogdakis en 1996 describen el comportamiento de un sistema solar por absorción empleando amoníaco-nitrato de litio y amoníaco-tiocianato de sodio, que operan como enfriador para verano y como bomba de calor para invierno. Desarrollaron correlaciones que expresan el comportamiento del sistema, en términos de la temperatura ambiente y en términos de la hora y el día típico en Atenas. Para propósitos de calentamiento la mezcla amoníaco-nitrato de litio es superior al amoníaco-tiocianato de sodio, porque provee mayor ganancia de calor y potencia térmica útil. Para enfriamiento, la elección depende del tipo de aplicación, ya que el amoníaco-nitrato de litio provee una mayor potencia de enfriamiento, mientras que el amoníaco-tiocianato de sodio alcanza un mayor coeficiente de operación. El

COP de ambos sistemas disminuye según aumenta la temperatura ambiente, desde 0.88 a 0.75 a para amoniaco-nitrato de litio, mientras que para amoniaco-tiocianato de sodio va de 0.78 a 0.86. Durante el período de enfriamiento alcanzan valores de COP máximos de 0.9 en mayo, mientras que el mínimo es de 0.78 en julio [21].

Da-Wen en 1998 lleva a cabo un análisis termodinámico para comparar los ciclos de amoniaco-agua, amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiocianato de sodio. Los ciclos amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiocianato de sodio tienen mejor desempeño que el ciclo amoniaco-agua, siendo que el ciclo con amoniaco-tiocianato de sodio es ligeramente mejor aunque presenta problemas de cristalización por debajo de -10°C . Los COPs en función de la temperatura de evaporación son de 0.59 a 0.73 para amoniaco-agua, de 0.61 a 0.7 para amoniaco-nitrato de litio y de 0.615 a 0.72 para amoniaco-tiocianato de sodio [22].

Hasan, Goswami y Vijayaraghavan en 2002 analizaron mediante la primera y segunda ley, un nuevo ciclo termodinámico de potencia y refrigeración propuesto por Goswami en 1995, el cual usa amoniaco-agua como fluido de trabajo. Obtuvieron una eficiencia máxima de segunda ley de 65.8 % con una fuente de calor a temperatura de 176°C . Se hizo un análisis de exergía para estudiar las pérdidas en diferentes componentes del ciclo. Se comprobó que las mayores irreversibilidades del ciclo vienen del absorbedor, con contribuciones significativas del rectificador y del intercambiador de la solución. Destacan que tipo de ciclos pueden funcionar mediante el uso de energía solar térmica con colectores que alcancen 77°C y alcanzar eficiencias de segunda ley mayores a 60 %, ya que aumentar la temperatura de la fuente por encima de 147°C no incrementa la eficiencia de segunda ley [23].

Kim y Machielsen en 2002 realizan una comparación de costo/beneficio entre distintos tipos de colectores planos, ciclos de absorción y distintos fluidos de trabajo (amoniaco-agua, amoniaco-tiocianato de sodio y amoniaco-nitrato de litio). Mencionan que el ciclo regenerativo muestra notable desempeño con un COP de enfriamiento de 1.1 a 150°C , pero su complejidad y alto costo pueden hacer impráctica su aplicación. Comparando el ciclo de simple efecto contra el de medio efecto con la misma capacidad de enfriamiento, este último requiere alrededor de 40 % más área de intercambio de calor y de 10 a 60 % más área de colección dependiendo del tipo de colectores. Entre los fluidos de trabajo comparados, el amoniaco-nitrato de litio tiene mejor la eficiencia de enfriamiento. Recomiendan el uso de colectores planos para enfriadores de baja temperatura [24].

1.4.3. Trabajos realizados con relación al refrigerador solar intermitente

Rivera y Rivera en 2003 presentan el desempeño termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción intermitente operado con energía solar y la mezcla amoniaco-nitrato de litio que evita la rectificación. El sistema consiste de un generador-absorbedor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. Se utiliza un concentrador parabólico compuesto con cubierta de vidrio como generador-absorbedor del sistema de refrigeración. Los resultados muestran que es posible producir 11.8 kg de hielo a temperaturas máximas del generador de 120°C y temperaturas de condensación entre 40 y 44°C. La eficiencia global del sistema esta entre 0.15 y 0.40 para las cuatro estaciones del año [25]

En 2006, Rivera simuló, diseñó y evaluó un refrigerador solar intermitente para generar 8 kg de hielo dentro de su proyecto de tesis doctoral. Realiza una evaluación experimental con dos pares de trabajo amoniaco-cloruro de bario y amoniaco-nitrato de litio, selecciona la mezcla amoniaco-nitrato de litio para diseñar el sistema. Se fabrica el sistema que cuenta con un colector parabólico compuesto cuyo receptor cilíndrico es el absorbedor/generador el cual transforma la energía solar en calor. El prototipo funciona aunque no cumple el parámetro de producción de hielo para el cual fue diseñado [26].

Martínez en 2008, dentro de su proyecto de maestría realiza modificaciones al equipo diseñado por Rivera y obtiene datos de la operación con la mezcla amoniaco-nitrato de litio en un rango de concentraciones de 44 % a 47 % trabajando con diversas temperaturas de condensación. Presenta la comparación entre los datos experimentales de la etapa de generación y la simulación del sistema obteniendo buenos resultados [1].

1.4.4. Mezclas alternativas

Infante Ferreira reporta las propiedades termodinámicas de las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiocianato de sodio a partir de una recopilación de datos experimentales. Presenta los rangos de cristalización, la presión de equilibrio, la viscosidad, la conductividad térmica, el calor específico y la entalpía de cada mezcla. [27]

Aggarwal y Agarwal presentan las propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco-nitrato de litio. Elaboran una correlación de la presión de vapor en función de la temperatura y la concertación a partir de datos experimentales. Calculan y presentan una correlación de la entalpía de la solución y el calor latente de vaporización [28].

Ehmke en 1984 estudió los efectos del agua en la solubilidad y viscosidad de la mezcla amoniaco-nitrato de litio-agua y sugiere una concentración de agua en fracción másica de

entre 0.2 y 0.25 sobre la mezcla absorbente. Determinó y dio una correlación de la densidad y presión de vapor de la solución con una fracción másica de agua sobre el absorbente nitrato de litio-agua de 0.25 [29].

En 1989, Bothe presenta un estudio comparativo entre el amoniaco-agua y el amoniaco-nitrato de litio-agua, reporta temperaturas altas de operación y mejoras importantes en la eficiencia de la mezcla ternaria comparada con la binaria, en aplicaciones de refrigeración y bombas de calor. Con lo cual se incrementa la capacidad de refrigeración, siendo la rectificación de poca importancia [30].

Venegas en 2005, presenta un trabajo sobre un método de absorción en spray con el objetivo de determinar el coeficiente de transferencia de masa usando la solución de amoniaco-nitrato de litio. Se considera un sistema de refrigeración por absorción de doble etapa con un absorbedor de baja presión. Resolvieron las ecuaciones de transferencia de masa mediante métodos numéricos. Concluyen que durante el período de desaceleración de las gotas ocurre la absorción del 60 % del total de la masa. Este período representa cerca del 13 % del tiempo para alcanzar el estado de equilibrio en la cámara de absorción. Obtienen un coeficiente de transferencia de masa de 18.6×10^{-5} m/s. Recomiendan también el uso de gotas pequeñas en este tipo de sistema para incrementar la concentración de amoniaco rápidamente [31].

Y. Wu, Y. Chen y T. Wu en 2006, presentan la investigación experimental sobre las características del equilibrio vapor-líquido de la mezcla amoniaco-agua-bromuro de litio, un sistema que fue propuesto para superar la desventajas de la mezcla amoniaco-agua. Trabajan con concentraciones de bromuro de litio de 5 % a 60 %, razón de bromuro en agua. Los resultados presentan la reducción de la presión de equilibrio en un 30 % a 50 % y la cantidad de agua en forma de vapor se reduce un 2.5 % a una temperatura de 70°C. Los resultados experimentales predicen mejores características de la nueva mezcla ternaria que la mezcla amoniaco-agua [32].

Libotean et al. en 2007 como parte de un proyecto de investigación de ciclos de refrigeración por absorción activados por bajas temperaturas mide el equilibrio líquido-vapor de las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-nitrato de litio-agua en un rango de 293.15 K a 353.13 K. Reporta datos y correlaciones en función de la temperatura y composición de la mezcla binaria para fracciones másicas de amoniaco de 0.35 a 0.65, y de la mezcla ternaria para fracciones másicas de amoniaco de 0.2 a 0.55, con rangos de fracciones másicas de agua en la solución absorbente de 0.2 a 0.3 [33].

Libotean et al. en 2008 publica datos y correlaciones de las propiedades termofísicas de las mezcla amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-nitrato de litio-agua. Reporta datos y correlaciones en función de la temperatura y concentración de la densidad, la viscosidad y la capacidad térmica en un rango de 293.15 K a 353.13 K usando las mismas concentraciones

de su artículo mencionado en el párrafo anterior [34].

1.5. Justificación

Como se puede observar de la revisión bibliográfica se han reportado diversos trabajos sobre refrigeración solar por absorción tanto teóricos como experimentales, de los cuales pocos han trabajado con la mezcla binaria amoníaco-nitrato de litio ($NH_3 - LiNO_3$) aunque se reporta como prometedora para refrigeración solar. En el Centro de Investigación en Energía (CIE) ha sido probado un prototipo de refrigeración solar diseñado por Rivera en 2006 [26] operado con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$, Martínez en 2008 [1], realizó pruebas experimentales con el equipo operando con la mezcla binaria $NH_3 - LiNO_3$ en un rango de 44 % a 47 % esto demuestra la funcionalidad del equipo aunque la información no es suficiente para evaluar el sistema. Por tal motivo es necesario evaluar el sistema en un rango mas amplio de concentraciones, de 48 % a 50 %, y realizar un mayor número de ensayos.

Una de las desventajas de la mezcla binaria $NH_3 - LiNO_3$ es su alta viscosidad lo cual es desfavorable para los procesos de transferencia de calor y masa, por esto Ehmke [29] propone añadir agua con la finalidad de mejorar las propiedades térmicas resultando una mezcla ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$. Bothe [30] reporta mejor rendimiento de la mezcla ternaria comparado con la mezcla binaria $NH_3 - H_2O$.

Por lo anterior se propone realizar pruebas en el equipo experimental que se encuentra en el CIE operando con la mezcla ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$ para comparar su rendimiento al operar con la mezcla binaria. Es importante continuar el trabajo de optimización del sistema de refrigeración solar para su posible transferencia a la industria y de esta forma colocar en el mercado un refrigerador que pueda ser construido en México.

Es necesario realizar investigación en sistemas que permitan reducir la quema de hidrocarburos e incrementar el uso de fuentes de energía renovables. Los refrigeradores convencionales que trabajan bajo ciclos de compresión mecánica utilizan energía eléctrica para operar, sin embargo, los sistemas de refrigeración solar tienen la capacidad para proveer enfriamiento a comunidades lejanas a la red eléctrica o en lugares que cuenten con insolación regular, disminuyendo la demanda de energía eléctrica.

Así, en este trabajo se propone evaluar el refrigerador solar intermitente operando con la mezcla binaria y ternaria para alcanzar los objetivos planteados.

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo General

Incrementar la eficiencia del refrigerador solar intermitente para la producción de hielo que se encuentra en el CIE, con la finalidad de alcanzar los parámetros de capacidad para los cuales fue diseñado.

1.6.2. Objetivos Específicos

- Evaluar el sistema operando con la mezcla refrigerante-absorbente $NH_3 - LiNO_3$ en un rango de concentración de 47 % a 50 %.
- Operar el sistema con la mezcla $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$ a diferentes concentraciones.
- Comparar el funcionamiento del refrigerador solar operando con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$ y con la mezcla $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$.

1.7. Metodología

Para alcanzar los objetivos propuestos para el desarrollo de este trabajo se deberán realizar las actividades descritas a continuación, las cuales se llevarán a cabo en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM en México y en la Universidad Rovira y Virgili en España, durante una estancia de dos meses.

1. Realizar una revisión bibliográfica continua sobre trabajos relacionados con este proyecto.
 2. Poner a punto el refrigerador para realizar pruebas experimentales.
 3. Implementar un sistema de control para la automatización del proceso de evaporación.
 4. Realizar pruebas experimentales en el refrigerador solar con la mezcla binaria a diferentes concentraciones.
 5. Realizar pruebas experimentales en el refrigerador solar con la mezcla ternaria.
 6. Comparar los resultados obtenidos en la simulación, con los resultados de las pruebas experimentales en el refrigerador solar.
 7. Reportar resultados y redactar la tesis.
-

1.8. Estructura de la tesis

Este trabajo consta de seis capítulos estructurados de la siguiente forma:

Capítulo 1. Introducción

Presenta los antecedentes de la refrigeración y la situación energética, información que motiva la realización de este trabajo, se muestra una revisión bibliográfica, la justificación y los objetivos del proyecto.

Capítulo 2. Marco teórico.

En este capítulo se presentan los antecedentes teóricos de los sistemas de refrigeración por absorción, así como las mezclas de trabajo más utilizadas.

Capítulo 3. Descripción del equipo.

Se describe a detalle el sistema de refrigeración, su operación y los procedimientos necesarios para ponerlo en funcionamiento.

Capítulo 4. Evaluación del equipo experimental

Se muestran los resultados obtenidos en las pruebas experimentales, el análisis de datos realizados y las conclusiones.

Capítulo 5. Conclusiones

Este capítulo presenta el resumen de los resultados más relevantes y resoluciones a las que se llegó, así como también se menciona el trabajo a futuro.

Capítulo 2

Marco Teórico

En este capítulo se presenta la teoría sobre los ciclos de refrigeración. Se inicia con los antecedentes de la refrigeración y posteriormente se explica el ciclo de compresión mecánica que es el más utilizado actualmente. El ciclo por absorción es de especial interés debido a que bajo este principio opera el sistema de refrigeración experimental estudiado en este trabajo. Posteriormente se presentan las características que debe tener el refrigerante y las mezclas refrigerante-absorbente así como algunos ejemplos de las más utilizadas y para finalmente describir las mezclas empleadas en el sistema de refrigeración experimental.

2.1. Antecedentes

Para comprender los ciclos de refrigeración es necesario conocer el ciclo de Carnot, por tal razón a continuación se describen los conceptos de reversibilidad e irreversibilidades así como los enunciados de la segunda ley de la termodinámica, y se presenta el ciclo de Carnot y el ciclo inverso de Carnot.

2.1.1. Procesos reversibles e irreversibles

A la capacidad de un proceso de regresar un sistema a su estado inicial después de haber sido sometido al mismo se le llama reversibilidad, es decir un proceso reversible es aquel que puede volver al punto de inicio sin cambios en el sistema y en sus alrededores, y la suma total de calor y de trabajo es igual a cero. Los procesos que no son reversibles se llaman irreversibles. En la vida real no existen procesos reversibles, son una idealización que facilita el análisis de estos. Los procesos reversibles son el límite teórico de los procesos reales, por esto es importante evitarlos en lo posible, para lo cual debemos conocer sus causas.

Las irreversibilidades son provocadas por efectos disipativos y por procesos no cuasiestáticos. Los factores que causan procesos irreversibles se le llaman irreversibilidades, algunos ejemplos de éstos son: la fricción, la mezcla de fluidos, transferencia de calor, deformaciones no elásticas y reacciones químicas entre otros.

2.1.2. Enunciados de la segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica esta definida por dos enunciados el de Kelvin-Planck y el de Clausius.

El enunciado de Kelvin-Planck plantea que un motor térmico no puede tener una eficiencia del 100 %, expresado de la siguiente forma:

No es posible que un dispositivo que funcione cíclicamente reciba energía mediante transferencia de calor sólo desde una fuente térmica y entregue una cantidad equivalente de energía en forma de trabajo al entorno

Es sabido que para el funcionamiento de las bombas de calor es necesaria la aplicación de trabajo sobre el sistema, y esto se menciona en el enunciado de Clausius que es el siguiente:

Es imposible que un dispositivo cíclico funcione de tal manera que el único efecto sea transferir calor desde un cuerpo frío a otro a mayor temperatura

Los dos enunciados de la segunda ley son equivalentes, cualquier dispositivo que no cumpla el enunciado de Kelvin-Planck también violará el enunciado de Clausius y viceversa, cualquiera de los dos enunciados expresa a la segunda ley de la termodinámica.

2.1.3. Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot es un ciclo ideal de conversión de energía propuesto en 1824 por Sadi Carnot. Este ciclo opera entre dos fuentes de temperatura, lo conforman cuatro procesos reversibles dos isotérmicos y dos adiabáticos. La figura 2.1 es el diagrama de temperatura contra entropía (T-s), en el cual se muestran los procesos por medio de líneas y los estados con puntos. Los procesos que el fluido de trabajo experimenta se describen a continuación:

- El proceso 1-2 es una expansión isotérmica a la temperatura T_A durante el cual se suministra un cantidad de calor Q_A .
-

- El proceso 2-3 es una expansión adiabática hasta que se alcanza la temperatura T_B con producción de trabajo W_s .
- El proceso de 3-4 es una compresión isotérmica durante el cual se cede una cantidad de calor Q_B de una temperatura T_B .
- El proceso de 4-1 es una compresión adiabática hasta llegar a la temperatura T_A con entrada de trabajo W_e .

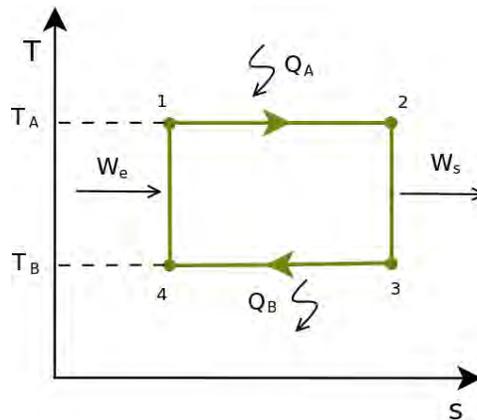


Figura 2.1. Diagrama T-s para un ciclo de Carnot

Los procesos adiabáticos al ser procesos reversibles son isoentrópicos por lo que su representación es una línea vertical en el diagrama T-s. El calor suministrado durante el ciclo está representado por el área bajo la línea horizontal del proceso 1-2, el calor cedido corresponde a el área bajo la línea 3-4. Al realizar un balance de energía sabemos que el trabajo neto realizado por el sistema es la diferencia entre el calor suministrado y el calor cedido, correspondiente al área dentro del rectángulo que dibujan los procesos en el diagrama T-s.

$$W = Q_A - Q_B \quad (2.1)$$

Al motor térmico que funciona en un ciclo Carnot se le llama máquina de Carnot, y su objetivo es generar potencia, por lo cual la eficiencia de esta máquina esta definida como el trabajo neto entre el calor suministrado.

$$\eta = \frac{W}{Q_A} \quad (2.2)$$

El trabajo neto esta definido en la ecuación 2.1, sustituyendo tenemos

$$\eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A} \quad (2.3)$$

Realizando un balance de entropía para los procesos de 1-2 y de 3-4 se tiene:

$$Q_A = T_A \Delta s \quad (2.4)$$

$$Q_B = T_B \Delta s \quad (2.5)$$

La producción neta de entropía en un ciclo reversible es cero, en el diagrama 2.1 se ve que el cambio en la entropía del estado 1 a 2 es igual al cambio en la entropía del estado 3 a 4, se realiza un balance de entropía de la siguiente forma:

$$\frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_B}{T_B} = 0 \quad (2.6)$$

Por tanto la eficiencia del ciclo Carnot es una función de las temperaturas de operación.

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad (2.7)$$

Donde las temperaturas están en una escala absoluta, por lo tanto la razón de estas siempre será positiva y la eficiencia menor al 100%, cumpliéndose la segunda ley de la termodinámica.

La importancia del estudio de los ciclos formados por procesos reversibles radica en que son los ciclos con la mayor eficiencia.

Los procesos de un motor térmico de Carnot trabajando con un gas como fluido de trabajo se muestran en el diagrama P-V de la figura 2.2. Durante el proceso 1-2 se suministra calor a la sustancia de trabajo para que el gas se expanda isotérmicamente a la temperatura T_A , en el proceso 2-3 continua la expansión pero en forma adiabática, obteniéndose un trabajo. La línea que va de 3 a 4 indica la compresión isotérmica de la sustancia de trabajo cediendo calor Q_B a la temperatura T_B y el último proceso lleva del estado 4 al 1 cerrando el ciclo con una compresión adiabática realizando trabajo sobre el sistema.

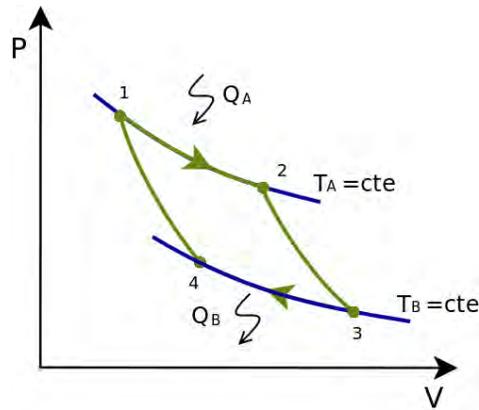


Figura 2.2. Diagrama P-V para un gas ideal realizando un ciclo de Carnot

El área delimitada por los 4 estados entre las isotermas y las líneas de entropía constante representa el trabajo neto realizado por el motor térmico. En cada ciclo el sistema intercambia calor con el entorno y se obtiene un trabajo neto. La forma del diagrama P-V depende de la sustancia de trabajo.

2.1.4. Ciclo inverso de Carnot

El ciclo de Carnot está formado por procesos reversibles, por esto es posible invertir la dirección de todos los procesos generando un nuevo ciclo llamado ciclo inverso de Carnot. La dirección de los procesos es antihorario y la dirección de la transferencia de calor es diferente, ahora el sistema cede calor a la fuente de alta temperatura y recibe calor de la fuente de baja temperatura, por eso a este ciclo se le conoce como ciclo de refrigeración de Carnot o bomba de calor. Se muestra en la figura 2.3 un diagrama T-s donde se aprecian los siguientes procesos:

- El proceso de 1-2 es una compresión adiabática con suministro de calor Q_B .
- El proceso 2-3 es una compresión isoentrópica con trabajo suministrado W_e .
- El proceso 3-4 es una expansión isotérmica con rechazo de calor Q_A desde la temperatura T_A .
- El proceso 4-1 es una expansión isoentrópica.

En el diagrama se puede ver que el trabajo neto está representado por el área del rectángulo que forman los 4 procesos, por lo tanto el trabajo neto será el mismo que se reporta para el ciclo de Carnot en la ecuación (2.1).

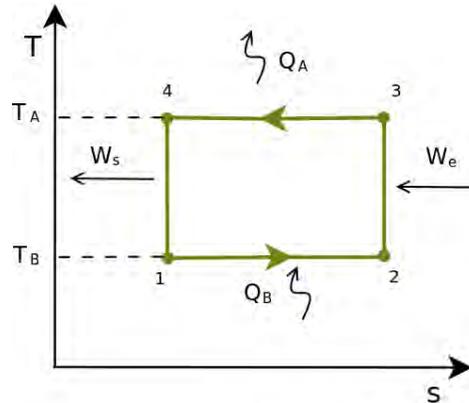


Figura 2.3. Diagrama T-s del ciclo inverso de Carnot

Este ciclo puede funcionar como un ciclo de refrigeración o una bomba de calor, dependiendo de cual sea el objetivo. Si el objetivo es enfriar un espacio, el calor útil será Q_B que es retirado de la fuente de baja temperatura, si por el contrario el objetivo es calentar, el calor útil será Q_A , que se retira de la fuente de alta temperatura. La eficiencia de este ciclo es igual al calor útil entre el trabajo suministrado el cual puede ser mayor a la unidad, para no causar confusión se le llama coeficiente de operación, así se tiene que:

$$COP = \frac{Q_B}{Q_A - Q_B} = \frac{1}{\frac{Q_A}{Q_B} - 1} \quad \text{enfriamiento} \quad (2.8)$$

$$COP = \frac{Q_A}{Q_A - Q_B} = \frac{1}{1 - \frac{Q_B}{Q_A}} \quad \text{calentamiento} \quad (2.9)$$

Utilizando la ecuaciones (2.4) y (2.5), el coeficiente de operación de un ciclo inverso de Carnot, solo depende de la temperatura de la siguiente forma:

$$COP = \frac{T_B}{T_A - T_B} \quad \text{enfriamiento} \quad (2.10)$$

$$COP = \frac{T_A}{T_A - T_B} \quad \text{calentamiento} \quad (2.11)$$

2.2. Ciclos de refrigeración

El objetivo de los sistemas de refrigeración es mantener una región por debajo de la temperatura ambiente, para cubrir necesidades de conservación de alimentos o para confort térmico, sin embargo, las aplicaciones de la refrigeración son más extensas.

El proceso de enfriamiento no es un proceso que se realice de forma natural, la dirección de la transferencia de calor se efectúa del sistema de mayor temperatura hacia el de menor, por esto para conseguir un enfriamiento es necesario suministrar trabajo al sistema, como lo dice el enunciado de Clausius de la segunda ley de la termodinámica.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos, el refrigerante es el fluido de trabajo el cual sufre las transformaciones durante los procesos del ciclo, existen diversos ciclos de refrigeración. En las siguientes secciones serán explicados el ciclo por compresión mecánica de vapor y el ciclo por absorción.

2.2.1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración de Carnot no se usa para refrigerar debido a la dificultad y costo de llevar los procesos a la realidad, la expansión isoentrópica la podría realizar una turbina, esto es un gasto muy fuerte cuando el objetivo no es la obtención de un trabajo mecánico; para el proceso de compresión es deseable que el fluido entre totalmente vaporizado al equipo para no provocar daños en el compresor, por otra parte hay que garantizar que los procesos de suministro y cesión de calor sean a temperatura constante.

Al ciclo inverso de Carnot se le realizan varias modificaciones como la sustitución de la turbina por una válvula de expansión, la vaporización total del refrigerante antes de entrar al compresor. Al realizar estas modificaciones obtenemos el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Este ciclo consta de cuatro procesos que se ven en el diagrama T-s figura 2.4(a) y P-h figura 2.4(b), las líneas indican los procesos y los puntos, los estados.

- 1-2 Compresión isoentrópica.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión isentálpica.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante.

En el estado 1 el refrigerante que se encuentra en forma de vapor es llevado hasta el estado 2 por medio de un compresor, al cual se le suministra energía W_C para realizar el proceso durante el cual el refrigerante aumenta su temperatura debido a la compresión. El proceso de 2 a 3 se lleva a cabo dentro de un condensador donde se retira cierta cantidad de calor Q_{co} a presión constante, la temperatura del refrigerante disminuye hasta que comienza

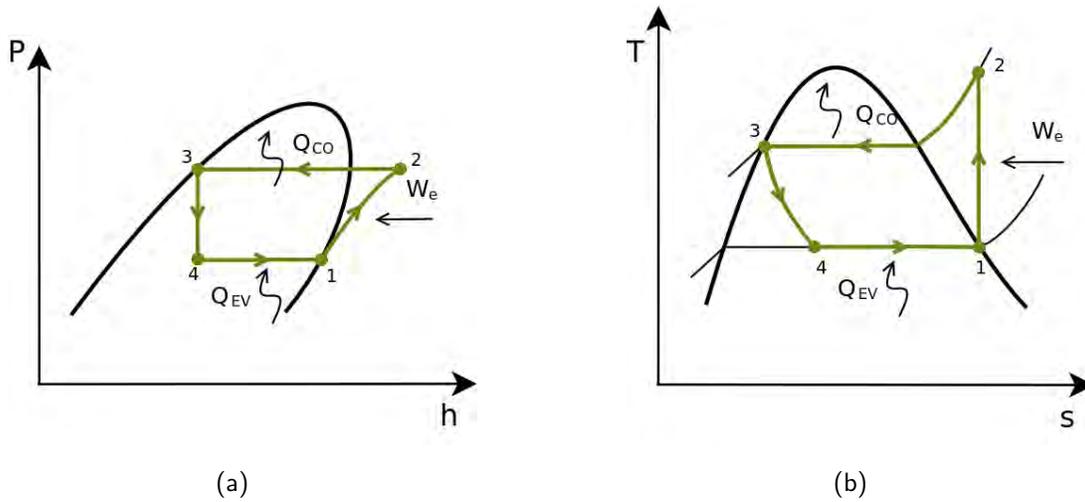


Figura 2.4. Diagrama P-h y T-s del ciclo de refrigeración por compresión

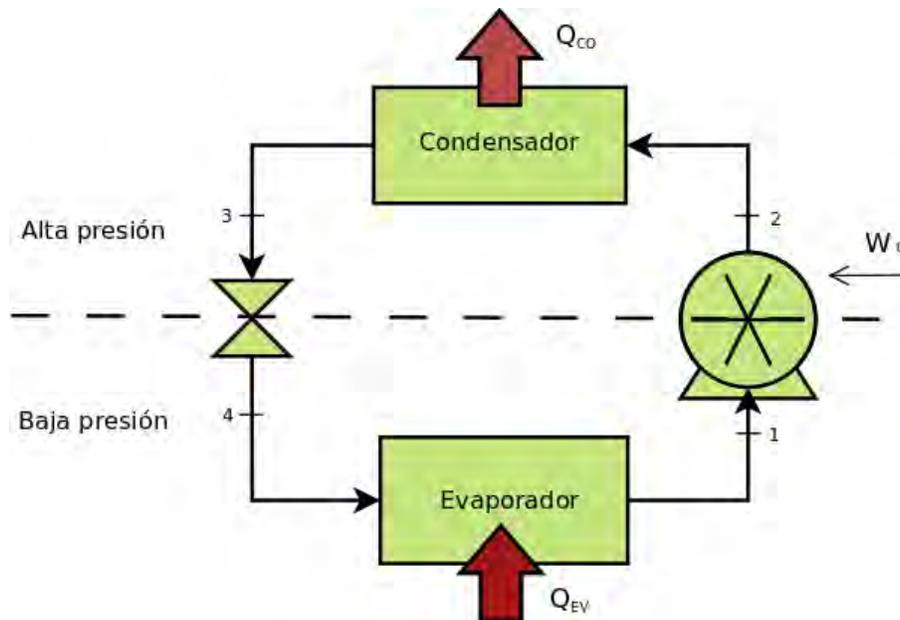


Figura 2.5. Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión

a cambiar de fase donde se mantiene hasta que el refrigerante es totalmente líquido. Se realiza una estrangulación del estado 3 al 4 por medio de una válvula o un tubo capilar, este proceso es isentálpico; el refrigerante al sufrir una expansión baja su temperatura hasta llegar a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del evaporador, una parte del refrigerante ha cambiado a fase vapor resultando en el estado 4 una mezcla líquido-vapor que es introducida al evaporador donde absorbe calor Q_{ev} a presión constante hasta transformarse en vapor completamente, a esto se le conoce como el efecto refrigerante. Un diagrama de

los equipos que intervienen para la realización de este ciclo se presenta en la figura 2.5.

El espacio donde se toma el calor para vaporizar al refrigerante es donde se esta produciendo el frío, que puede ser una cámara frigorífica o un espacio a enfriar.

2.2.2. Ciclo de refrigeración por absorción

El ciclo por compresión requiere de suministro de energía eléctrica, si el compresor eléctrico es sustituido por un compresor térmico se reemplaza el uso de energía eléctrica por energía térmica, que puede obtenerse de calor de desecho, energía solar, biomasa o geotermia.

El ciclo por absorción conserva tres elementos del ciclo por compresión: el condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador. El compresor térmico consta de un absorbedor, un generador, una bomba y una válvula, por los cuales circula una mezcla de trabajo compuesta por un refrigerante y un absorbente. La bomba requerirá de energía eléctrica para operar pero el consumo es mucho menor que el de un compresor eléctrico. En la figura 2.6 se muestra un diagrama de un sistema de simple efecto usando un absorbente no volátil, donde las líneas punteadas contienen al compresor térmico, las líneas negras indican por donde pasa el refrigerante, y las líneas más tenues indican el transporte de la mezcla refrigerante-absorbente.

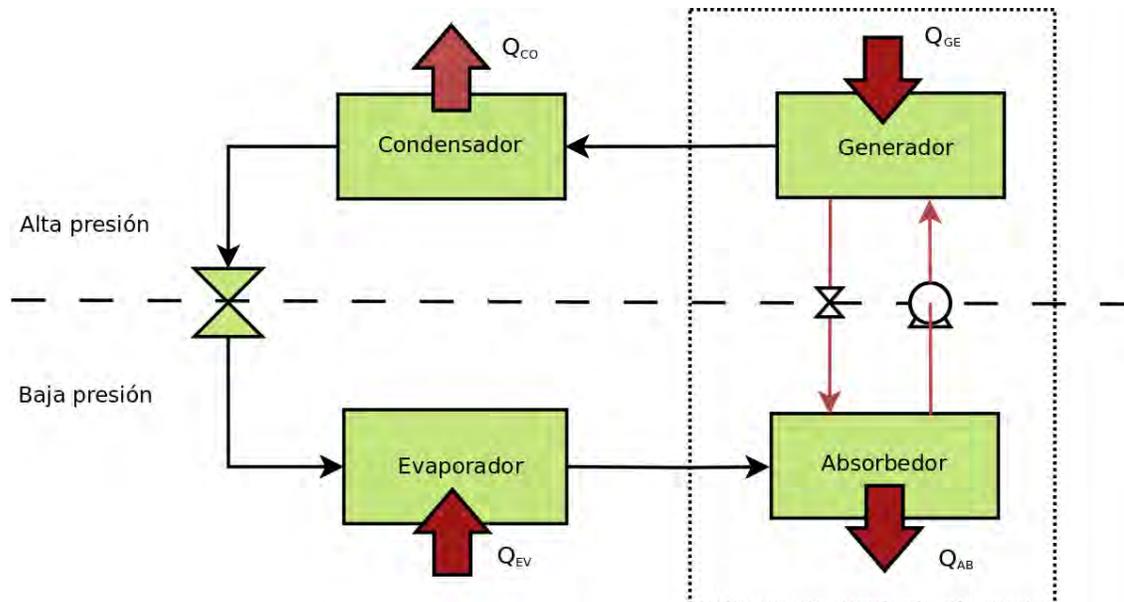


Figura 2.6. Diagrama de un sistema de refrigeración por absorción

En el compresor térmico se presentan dos procesos: de absorción y desorción donde el fluido de trabajo ahora es una mezcla formada por refrigerante y absorbente. La desorción es la separación de un solo componente de la mezcla en estado líquido o sólido debido a

la ganancia de calor. La absorción es el proceso de integración de vapor o una mezcla de líquido-vapor (refrigerante) en un absorbente líquido o sólido.

En el ciclo de refrigeración por absorción el vapor del refrigerante entra al condensador donde se le retira calor Q_{CO} saliendo en fase líquida para ser estrangulado por una válvula, al expandirse abruptamente en un proceso isentálpico se provoca la vaporización del refrigerante entrando una mezcla líquido-vapor de baja temperatura al evaporador donde tomará una cantidad de calor Q_{EV} del interior del evaporador provocando el efecto refrigerante. Al salir del evaporador el refrigerante se encuentra en fase vapor y es entonces cuando se dirige hacia el absorbedor donde ocurre el proceso de absorción dentro de la mezcla que se encuentra a baja concentración. La mezcla al absorber el refrigerante aumenta su temperatura y concentración, esta mezcla de alta concentración es enviada hacia el generador, en donde se recibe Q_{GE} provocando el proceso de desorción del refrigerante, también conocido como generación. La mezcla con baja concentración es dirigida hacia el absorbedor a través de una válvula que separa la zona de alta y baja presión.

El coeficiente de operación teórico para un sistema de refrigeración por absorción se define como:

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (2.12)$$

Sistemas intermitentes

En ciertos sistemas un equipo actúa como generador y como absorbedor, cuando se utiliza esta configuración no se necesita bomba que circule solución del absorbedor al generador. En este caso el ciclo de refrigeración se realiza en dos etapas una de generación de refrigerante y otra de evaporación. El efecto de enfriamiento no es continuo porque las etapas no pueden realizarse de manera simultánea, en la etapa de evaporación el refrigerante líquido pasa a través de un dispositivo de expansión y del evaporador para llegar al absorbedor, éste proceso dura hasta que la solución dentro del absorbedor se satura. La etapa de generación puede comenzar después de que la presión en el absorbedor disminuya y pueda funcionar como generador.

La implementación de estos sistemas es interesante al ser compatible con la intermitencia de ciertas fuentes de energía como por ejemplo la energía solar al ser usada de forma directa.

Diferentes diseños de ciclos de refrigeración por absorción

Existen varios diseños del ciclo por absorción que surgen con la finalidad de aumentar el rendimiento manteniendo el mismo principio de funcionamiento.

Ciclo de absorción con intercambiador de calor El diseño más simple es el que se presentó anteriormente para absorbentes no volátiles, cuando el absorbente es volátil se necesita la presencia de un equipo extra llamado rectificador que purifica el refrigerante generado evitando que llegue absorbente al evaporador y baje el rendimiento del ciclo. Para mejorar el rendimiento de éste ciclo se introduce un intercambiador de calor con el objetivo de aprovechar el calor que contiene la solución que procede del generador para precalentar la solución que proviene del absorbedor, este equipo incrementa en un 60 % el COP del ciclo.

Refrigeración por absorción con multiefectos El término multiefecto se refiere a una configuración donde el calor rechazado en una fase de alta temperatura es usado como entrada de calor en una fase de menor temperatura para aumentar el enfriamiento de la fase de baja temperatura. En un sistema de doble efecto es suministrado calor a un primer generador; el calor rechazado por el vapor del refrigerante al condensarse es usado para generar vapor adicional en un segundo generador a partir de la solución proveniente de primer generador. Ésta configuración se considera un sistema de absorción de doble efecto con flujo en serie. El COP de un sistema de doble efecto es:

$$COP_{\text{doble}} = COP_{\text{simple}} + (COP_{\text{simple}})^2 \quad (2.13)$$

Un sistema de doble efecto con flujo paralelo es una combinación de dos sistemas de simple efecto que comparten del condensador al evaporador, el calor es suministrado al segundo generador y el calor rechazado por el segundo absorbedor es suministrado al primer generador. El aumento del COP no está relacionado con el aumento de los efectos y a mayor número de efectos mayor complejidad. Existen refrigeradores por absorción operando con ciclos de doble efecto a nivel comercial.

Refrigeración por absorción con GAX El significado de GAX es intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador por sus siglas en inglés. El concepto de GAX simplifica el ciclo de doble efecto con flujo paralelo produciendo el mismo rendimiento. El generador y absorbedor se dividen en dos secciones y con ayuda de un fluido secundario se retira calor de la parte superior del absorbedor suministrándolo en la parte superior del generador.

Ciclo sorción-reabsorción El ciclo emplea dos circuitos de solución. La sección del condensador y el evaporador de un sistema convencional es remplazado por un reabsorbedor y un desorbedor respectivamente. Esto provee mas flexibilidad en el diseño del ciclo y en su operación. Se muestra en la figura 2.7

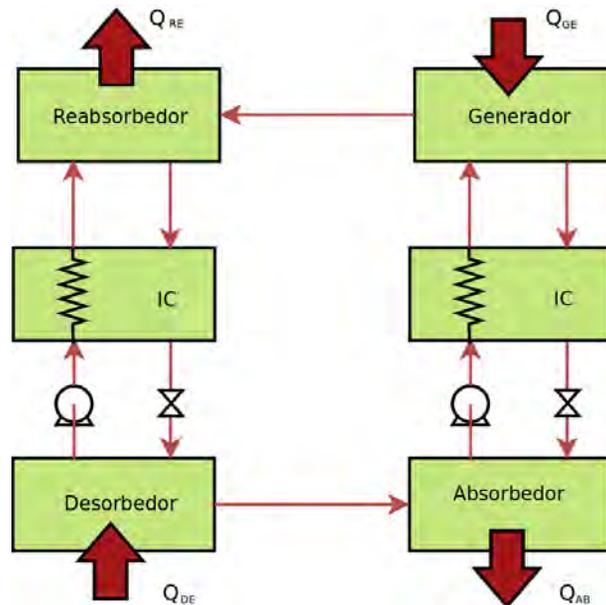


Figura 2.7. Diagrama de un ciclo de reabsorción usando dos circuitos de solución

Sistema de absorción con circulación propia La principal fuente de energía en los sistemas por absorción es la energía térmica sin embargo se requiere de energía eléctrica para la operación de bombas de circulación. En éste sistema de refrigeración no se necesita de una bomba de circulación, el fluido de trabajo es circulado naturalmente por un efecto termosifón conocido como bomba de burbujas. Este sistema lo introdujo Yazaki Inc. basado en un sistema simple efecto usando la mezcla agua-bromuro de litio. Usando agua como refrigerante la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador es muy baja y puede ser mantenida por el principio de carga hidrostática.

Sistemas de refrigeración de absorción por difusión Este es otro tipo de sistemas de circulación propia. En los sistemas que operan con la mezcla amoníaco agua la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador es muy grande para usar una bomba de burbujas. En este caso se carga un gas auxiliar dentro del evaporador y el absorbedor para disminuir la diferencia de presión y que se pueda usar la bomba de burbujas. El efecto refrigerante es obtenido por el principio de presión parcial, la presión parcial del amoníaco dentro del evaporador y el absorbedor es lo suficientemente baja para que corresponda con

la temperatura requerida dentro del evaporador. Este concepto fue propuesto por Planten y Munters y tiene una patente [39].

Además de los mencionados existen otros ciclos como :

- Ciclo de refrigeración por absorción con recuperación de calor en el absorbedor.
- Ciclo de refrigeración por absorción de medio efecto.
- Ciclo combinado de absorción y compresión de vapor.
- Ciclo dual de refrigeración por absorción.
- Ciclo de refrigeración combinado de eyector-absorción.
- Ciclo por absorción con membrana osmótica.

2.3. Fluidos de trabajo

Los ciclos de compresión mecánica usan un fluido de trabajo llamado refrigerante, mientras que los ciclos de refrigeración por absorción emplean una mezcla refrigerante-absorbente para el funcionamiento del compresor térmico.

Los fluidos o mezclas de trabajo deben cumplir con la mayoría de las siguientes características:

- Tener estabilidad térmica y química.
- No ser tóxicos, inflamables, ni explosivos.
- Ser de bajo costo y de fácil obtención.
- No causar daños al ambiente.
- Ser compatible con los materiales de construcción, no ser corrosivos.

2.3.1. Refrigerantes

Es importante que el refrigerante tenga ciertas propiedades físicas, químicas y termodinámicas para un buen desempeño, y dependerá de las condiciones de trabajo decidir cuál es el mejor refrigerante para cada aplicación.

El efecto refrigerante se da cuando el refrigerante cambia de fase líquida a fase vapor absorbiendo energía del espacio o sustancia a enfriar, la energía que puede retirar esta definida por el calor de vaporización el cual es deseable que sea alto a las condiciones de operación en el evaporador. Es importante que la temperatura de solidificación del refrigerante sea mucho menor que la temperatura mínima de trabajo. Es necesario considerar que las presiones deben de estar dentro de un rango en el cual existan materiales para elaborar los equipos de tal forma que tengan un equilibrio económico y operacional, la presión en el condensador debe ser baja, para que la diferencia de presiones sea la menor posible de tal forma que el trabajo suministrado al compresor sea mínimo aumentando el rendimiento del ciclo.

El punto de ebullición del refrigerante debe estar por debajo de la temperatura ambiente y presión atmosférica para que tenga capacidad de absorber calor de este medio. La transferencia de calor se verá favorecida si la conductividad térmica es alta, y las pérdidas de presión disminuirán si la viscosidad y la tensión superficial son bajas.

Existen diversos refrigerantes como los clorofluorocarbonos (CFC), el amoníaco, los hidrocarbonos, el dióxido de carbono, el aire y el agua. Era común el uso los CFC como refrigerantes, por ejemplo R-12, R-22, R-114, hasta que se demostró que provocan daños a la capa de ozono y se han sustituido por otras sustancias que no contengan cloro. El amoníaco designado como R-717, es un refrigerante que se ha seguido utilizando por tener buenas propiedades térmicas.

Los refrigerantes más utilizados en la actualidad son el R-134a que sustituyó al R-12 por su similitud térmica y el R142a, ahora también son utilizados el R-290 propano y R-600a isobutano con buenas propiedades térmicas, y sin embargo presentan el problema de flamabilidad.

2.3.2. Mezclas refrigerante-absorbente

La mezcla refrigerante-absorbente esta compuesta por alguno de los refrigerantes mencionados en la sección anterior y un absorbente. El absorbente debe tener afinidad con el refrigerante, su presión de vapor debe ser baja, su punto de ebullición debe ser mucho mayor que el del refrigerante, por lo menos debe haber una diferencia de $200^{\circ}C$ entre los puntos de ebullición para evitar la rectificación. Algunas sales pueden ser utilizadas como absorbentes como los haluros y los tiocianatos alcalinos, también los compuestos orgánicos como los glicoles y sus derivados. El absorbente debe ser altamente soluble en el refrigerante en un amplio rango de concentraciones para evitar problemas de cristalización.

Es deseable que la mezcla sea de baja viscosidad y alta conductividad térmica para una mejor transferencia de calor y de calor específico bajo para minimizar la carga térmica.

Las mezclas refrigerante-absorbente más utilizadas son:

- Amoníaco-agua. Se necesita rectificación disminuyendo la eficiencia, se usa en aplicaciones comerciales de refrigeración y para aire acondicionado.
- Agua-bromuro de litio. Se usa para producir agua fría y aire acondicionado, no se pueden alcanzar temperaturas mínimas por debajo de los 0°C . El bromuro de litio es corrosivo.
- Agua-sales inorgánicas. Estas mezclas se han buscado como opción a la anterior buscando sustituir el bromuro de litio por su alto nivel de corrosividad. Las sales no tienen presión de vapor pero son miscibles en un rango limitado de concentraciones.
- Alcohol-agua. Esta mezcla puede operar por debajo del 0°C usando metanol o etanol, sin embargo es tóxica, flamable y corrosiva.
- Amoníaco-aminas con sales. Las sales utilizadas con amoníaco son el tiocianato de sodio, tiocianato de litio, nitrato de litio y cloruro de calcio, las aminas consideradas son la metilamina, etilamina dimetilamina. La ventaja del uso de estas sustancias es el evitar el uso del rectificador.
- Fluorocarbonos-líquidos orgánicos. Se usan los refrigerantes usados en sistemas de compresión, se han estudiado los refrigerantes R21, R123a, R133a usando como absorbentes líquidos tetraetilenglicoldimetilher E181, dimetilformida, etiletetrahidrofurileter y dietilenglicoldimetileter.

2.3.3. La mezcla amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$)

Las mezclas más comunes con las que operan los sistemas de refrigeración por absorción son agua-bromuro de litio, utilizando el agua como refrigerante y el bromuro de litio como absorbente, y amoníaco-agua, utilizando el amoníaco como refrigerante y el agua como absorbente, en la búsqueda de nuevas mezclas con mejor rendimiento que las mencionadas anteriormente se ha propuesto y analizado la mezcla amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$), donde el NH_3 es el refrigerante y el LiNO_3 es el absorbente.

Las ventajas de esta mezcla son diversas, el nitrato de litio es menos corrosivo que el bromuro de litio, los sistemas no necesitan rectificación, la presión y temperatura de generación son menores que en la mezcla amoníaco-agua [22] y al ser el refrigerante el amoníaco se puede trabajar a temperaturas menores de 0°C .

Esta mezcla se reporta como prometedora para los sistemas que trabajan con energía solar, con sus respectivas desventajas como son: solubilidad en un rango limitado por lo que en ciertas concentraciones puede presentar cristalización, el nitrato de litio es corrosivo en presencia de oxígeno por lo que se incrementa el costo de los equipos por el uso de materiales como el acero inoxidable y la mezcla resulta un tanto viscosa disminuyendo sus propiedades térmicas.

El $LiNO_3$ es una sal higroscópica, se vende en forma de polvo y debe cuidarse de la humedad. Debe evitarse inhalar el polvo. Sus propiedades se encuentran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Propiedades físicas del $LiNO_3$

Propiedad	Valor	Unidades
Peso molecular	68.95	
Densidad a 20°C	2366	$\frac{kg}{m^3}$
Punto de fusión	251.4	°C
Temperatura de descomposición	600	°C
Calor específico a 210°C	1620.292	$\frac{J}{Kg^{\circ}C}$
Calor de formación estándar	-7.00	$\frac{kJ}{kg}$
Calor de solución a 18°C	-20.221	$\frac{kJ}{kg}$
Solubilidad en agua a 20°C	43	%

El amoníaco es uno de los refrigerantes más utilizados en aplicaciones industriales o proyectos de refrigeración de gran tamaño, en estado líquido el amoníaco tiene un calor específico y una conductividad térmica alta, posee una viscosidad y densidad aceptable y su entalpía de vaporización es alta. En presencia de humedad corroe a los metales no ferrosos como el cobre y sus aleaciones. Es excelente para la producción de hielo debido a que su temperatura de congelación es mucho menor que la del agua: -77.7°C.

Respecto a la clasificación de riesgo es tóxico y corrosivo, los vapores de amoníaco irritan severamente a la garganta y al tracto respiratorio a altas concentraciones. Los efectos tóxicos del amoníaco dependen del nivel de concentración en la atmósfera y del tiempo de exposición, por ejemplo la concentración límite para no ser dañado es de 386 ppm durante un tiempo de exposición de 10 minutos y los riesgos pueden ser fatales si se tiene una exposición de 10 minutos a una concentración de 1285 ppm [40].

La información de las propiedades de esta mezcla han sido presentadas por autores como Infante Ferreira [27], Aggarwal [28] y Libotean [33, 34].

2.3.4. La mezcla amoniaco-nitrato de litio-agua ($NH_3 - LiNO_3 - H_2O$)

En esta mezcla el NH_3 es el refrigerante, la solución del $LiNO_3$ y el H_2O son el absorbente. Al estar constituida por tres elementos se puede hablar de tres concentraciones, la de cada elemento sobre la masa total de la mezcla, aunque es común hablar de la concentración de agua sobre la masa total del absorbente.

Las mezclas que contienen una sal tienen la desventaja de tener una viscosidad alta que interviene desfavorablemente en los procesos de transferencia de masa y de calor, por esto se propone añadirle agua. La cantidad de agua que se le añade a la mezcla binaria debe ser suficiente para disminuir la viscosidad y conservar la ventaja de no necesitar rectificación; además de que el contenido de agua disminuye la posibilidad de cristalización.

Ehmke estudió los efectos del agua en la solubilidad y viscosidad de la mezcla ternaria y sugiere una concentración de agua en fracción másica de entre 20 % y 25 % de la mezcla absorbente [29].

Libotean [33, 34] reporta propiedades de la mezcla para fracciones de agua entre 20 % y 30 % sobre el absorbente y fracciones de masa total de amoniaco de 20 % a 55 %. Las propiedades reportadas son: equilibrio vapor-líquido, densidad, viscosidad y capacidad térmica.

En la tabla 2.2 se presenta las desventajas y ventajas de las mezclas más comunes agua-bromuro de litio y amoniaco-agua y de la mezcla binaria y ternaria propuestas para realizar experimentación en el equipo, ésta presenta información recopilada de diversas fuentes [41, 42, 43], donde se aprecian las ventajas de las mezclas binaria y ternaria, motivos que determinan la necesidad de probarlas.

Tabla 2.2. Ventajas y desventajas de las mezclas más comunes y las propuestas para ser utilizadas

Ventajas	Desventajas
Agua-bromuro de litio	$H_2O - LiBr$
Calor latente de vaporización del refrigerante muy alto. No se requiere de rectificador. Las sustancias no son tóxicas ni inflamables.	Aplicaciones de temperaturas mayores a $0^{\circ}C$. La solución es corrosiva. Puede presentar cristalización. Presiones de operación de vacío. La solución tiene alta viscosidad.
Amoniaco-agua	$NH_3 - H_2O$
Calor latente de vaporización del refrigerante alto. Aplicaciones de temperaturas por debajo del $0^{\circ}C$. No presenta cristalización.	El amoniaco es tóxico a altas concentraciones y corroe al cobre. Se requiere de rectificador. Presiones de operación relativamente altas.
Amoniaco – nitrato de litio	$NH_3 - LiNO_3$
Calor latente de vaporización del refrigerante alto. No se requiere de rectificador.	El amoniaco es tóxico a altas concentraciones y corroe al cobre. El $LiNO_3$ tiene un alto costo. La mezcla puede presentar cristalización a bajas concentraciones.
Amoniaco – nitrato de litio -agua	$NH_3 - LiNO_3 - H_2O$.
Calor latente de vaporización del refrigerante alto. Aplicaciones de temperaturas por debajo del $0^{\circ}C$. No se requiere de rectificador para ciertas concentraciones. Esta mezcla presenta menor viscosidad que la anterior. El riesgo de cristalización es menor.	El amoniaco es tóxico a altas concentraciones y corroe al cobre. El $LiNO_3$ tiene un alto costo.

Capítulo 3

Descripción del refrigerador solar

En este capítulo se describirá a detalle el sistema de refrigeración, su operación y los procedimientos necesarios para ponerlo en funcionamiento. Para esto se presenta una descripción de cada componente y de los procedimientos de preparación y de carga de la solución, también se presentan los procedimientos de operación de las dos etapas necesarias para completar un ciclo de refrigeración.

El diseño original del refrigerador solar es del Dr. Carlos Rivera y del Dr. Wilfrido Rivera [26], posteriormente el M.I. Francisco Martínez trabajó con el sistema en su proyecto de tesis de maestría [1]. En el marco de estos trabajos se realizaron modificaciones al sistema para mejorar su funcionamiento, estas modificaciones se plantean a lo largo del capítulo.

3.1. Descripción del sistema

El prototipo experimental evaluado en este trabajo, es un refrigerador solar intermitente que opera bajo el principio de absorción cuya fuente de energía principal es la energía solar. Fue diseñado para producir 8 kg de hielo y operar con la mezcla binaria $NH_3 - LiNO_3$, amoníaco como refrigerante y nitrato de litio como absorbente; posteriormente se decidió operar el sistema con la mezcla ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$: amoníaco como refrigerante y el nitrato de litio-agua como absorbente. Este refrigerador se encuentra en la plataforma solar del Centro de Investigación en Energía de la UNAM.

El sistema consta de un colector parabólico compuesto (CPC) cuyo receptor cilíndrico funciona como generador/absorbedor, un condensador, un tanque de almacenamiento de amoníaco, un tubo capilar, una válvula de aguja y un evaporador. Para operar el refrigerador y recabar información se cuenta con sistemas de instrumentación, control y adquisición de

datos.

Al ser un refrigerador intermitente el proceso se realiza en dos etapas, estas etapas se nombran de generación y de evaporación según el proceso que se lleve a cabo en el refrigerante.

La etapa de generación comienza en el generador/absorbedor donde se recibe energía térmica que calienta la solución hasta llevarla al punto de saturación, en este punto el amoníaco comienza a separarse en forma de vapor de la mezcla y por diferencia de densidad llega al condensador donde se le retira energía por medio de agua de enfriamiento para que salga en estado líquido y pueda ser almacenado en el tanque de condensado.

Una vez que la presión y la temperatura bajan en el generador/absorbedor la etapa de evaporación puede comenzar. Del tanque de condensados fluye el amoníaco líquido hacia el evaporador atravesando el tubo capilar. A la salida del tubo capilar el amoníaco se encuentra en una mezcla líquido-vapor con una temperatura baja que permite recibir calor del interior del evaporador provocando el efecto de enfriamiento. Al absorber energía el amoníaco sale del evaporador en forma de vapor para ser reabsorbido por la solución en el interior del generador/absorbedor mediante un tubo difusor.

3.1.1. Colector Parabólico Compuesto (CPC)

El colector parabólico compuesto tiene la función de convertir la energía solar en energía térmica. Consta de una superficie reflectora de lámina de aluminio de 1 mm marca Alanod con una reflectancia $\rho = 0.85$, un receptor cilíndrico de tubo de aluminio de 152.4 mm (6 in) de diámetro nominal, cubierta fija de vidrio transparente de 3 mm de espesor y dos tapas laterales de acrílico de 3 mm de espesor con marco metálico.

La posición del CPC es importante para tener una mayor captación de energía solar por esto el ángulo de inclinación β del colector puede modificarse en intervalos de 5° ; de -5° a 40° . La orientación permanente del receptor es este-oeste y por motivos de experimentación se busca realizar pruebas de tal forma que al medio día solar el rayo de sol sea perpendicular a la superficie del colector [47], esta inclinación es indicada más adelante en el procedimiento de operación. En la figura 3.1 se muestra la imagen del colector.

La razón de concentración es de 3.3, con un semiángulo de apertura de 11.54° y área de apertura de 2.54 m.



Figura 3.1. Colector Parabólico Compuesto

Receptor del CPC

Las mezclas con las que se ha operado el sistema de refrigeración son la binaria $NH_3 - LiNO_3$ y la ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$, el receptor contiene la mezcla refrigerante-absorbente.

Durante la etapa de generación, el receptor actúa como generador recibiendo la energía térmica que el CPC se ha encargado de concentrar. Durante la etapa de evaporación funciona como absorbedor, recibe el vapor de amoníaco que sale del evaporador para ser absorbido en la solución diluida. El receptor es un tubo de aluminio de 168.3 mm (6.625 in) de diámetro externo, una longitud de 1.44 m, volumen de 26.8 L y tapas laterales de aluminio de 5 mm de espesor soldadas; puede almacenar 18.33 kg de solución de $NH_3 - LiNO_3$ a una concentración de 50 %, dejando el 20 % de espacio libre para el vapor de amoníaco. En el interior del receptor se encuentra un tubo de aluminio de 12.7 mm (1/2 in) de diámetro con perforaciones de 4.7 mm (3/16 in) distribuidas longitudinalmente cada 10 cm, su función es distribuir el vapor de amoníaco proveniente del evaporador a lo largo del receptor con el objeto de ayudar al proceso de absorción, se le conoce como tubo difusor. En las tapas laterales se encuentran orificios adecuados para los instrumentos de medición y la entrada y salida del refrigerante. En la tapa de cara al oeste se encuentra una salida tubular en la cual se tiene una mirilla montada por medio de una brida y la entrada de la línea de vapor que es conducida al tubo difusor, la tapa de cara al este contiene la salida del vapor de amoníaco generado por la parte superior. La mirilla permite observar el nivel de solución dentro del receptor, se le dio mantenimiento a los sellos que se encuentran entre la brida y el vidrio cambiando los que

tenía de neopreno Garlock por un material Bluegard 3300 de 1/16 in de espesor de la misma marca.

El receptor esta cubierto con un pintura selectiva para aplicaciones solares marca SOL-KOTE HI SORB-II, que soporta temperaturas de hasta 537°C con rango de emisividad ε de 0.25 a 0.49 y la absorptividad α varía de 0.88 a 0.94.



Figura 3.2. Mirilla en una tapa del receptor

3.1.2. Condensador

El condensador es un intercambiador de calor enfriado por agua, éste equipo lo integran un tanque cilíndrico de almacenamiento de 75 L de capacidad y un serpentín de aluminio de forma helicoidal de 9.52 mm (3/8 in) de diámetro por 10 m de longitud ubicado en la parte inferior del tanque. La parte externa del condensador es una pared corrugada de aluminio que rodea al tanque dejando un espacio de aire entre el tanque y la pared con el objeto de reducir la aportación de calor por radiación solar directa.

El vapor de amoníaco circula por el interior del serpentín siendo la entrada por la parte superior, y la salida en la parte inferior del tanque. El agua de enfriamiento es recirculada por medio de una bomba centrífuga marca Cole Palmer con un controlador de flujo que proporciona una razón de $66.7 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}$ (4 LPM). El agua que fluye por la bomba es tomada de la parte inferior del tanque, atraviesa un sistema de enfriamiento y es regresada por la parte superior.

El agua de la zona contiene muchas sales y se usaba para el enfriamiento por esto el serpentín de aluminio presentaba serios problemas de corrosión, se realizó el reemplazo y se dio mantenimiento general al tanque como se muestra en la figura 3.3, ahora se opera con

agua destilada y en caso de no disponer de ésta se recomienda no dejar el agua almacenada dentro del tanque.



Figura 3.3. Condensador

3.1.3. Tanque de condensado

Durante el proceso de generación el refrigerante líquido se almacena en el tanque de condensado también llamado tanque de almacenamiento. Cuando la solución almacenada en el absorbedor, después del proceso de generación, ha bajado su temperatura y presión puede comenzar la etapa de evaporación permitiendo el paso del refrigerante almacenado en el tanque de condensado hacia el dispositivo estrangulador. El tanque, al igual que el receptor, interviene en las dos etapas de refrigeración.

Este tanque tiene capacidad de 8.5 L esta elaborado de acero al carbono, en la figura 3.4 se puede ver la parte frontal del tanque donde se encuentra el tubo medidor de nivel graduado en volumen que funciona con el principio de vasos comunicantes. En su interior contiene dos medidores de nivel. Se cambiaron los sellos que tiene el tubo de nivel y se limpió el tanque de condensado ya que al ser de acero al carbón presenta corrosión formando polvo de óxido que obstruye al tubo capilar.

3.1.4. Dispositivos de expansión

El ciclo de refrigeración por absorción intermitente maneja dos niveles de presión, para separar los niveles de presión se usan los dispositivos de expansión, el refrigerante que se encuentra almacenado en forma líquida en el tanque pasa a través del dispositivo reduciendo



Figura 3.4. Tanque de condensado

su presión, al expandirse parte del refrigerante líquido se convierte en vapor y la temperatura disminuye drásticamente, al salir de la estrangulación el refrigerante se encuentra en un estado de mezcla líquido-vapor de baja calidad.



Figura 3.5. Dispositivos de expansión

Este sistema de refrigeración tiene dos dispositivos de expansión: una válvula de aguja Swagelock de (1/4 in) y un tubo capilar de marca Alltech de acero inoxidable con diámetro nominal de 1.588 mm (1/16"), un diámetro interior de 0.501 mm (0.020") y una longitud de 8.5 m.

Cuando se lleva a cabo el proceso de evaporación se utiliza solo un dispositivo de expansión, si se usa la válvula se debe regular manualmente el flujo que atraviesa por ésta, el tubo capilar asigna un flujo dependiendo de la diferencia de presión entre el tanque y el absorbedor. El tubo capilar presenta problemas de taponamiento al tener un diámetro interior tan pequeño y requiere de mantenimiento frecuente, pero permite el proceso de automatización al no necesitar regulación constante.

3.1.5. Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor donde se da el efecto refrigerante, en este equipo ocurre la transferencia de calor del interior del evaporador hacia el refrigerante que al salir de este equipo se encuentra convertido en vapor totalmente.

Es una cámara metálica aislada térmicamente con espuma elastomérica y recubierta con lámina reflectora, en cuyo interior se encuentra un serpentín de aluminio formando niveles para recibir a las charolas que contienen el agua a congelar. El volumen total del interior de la cámara es de 73.5 L. El serpentín es de tubo de aluminio de (3/4 in) de diámetro nominal y 26 m de longitud.



Exterior



Interior

Figura 3.6. Evaporador

3.1.6. Estructura y conexiones

Ya se ha descrito cada uno de los componentes del refrigerador solar, ahora se describirá como están conectados unos con otros y su distribución espacial.

La estructura sobre la cual se encuentra el refrigerador esta hecha de perfil PTR de 38.1 mm (1.5 in), en la cual están dos soportes que sostienen al CPC a través del receptor. En la base se encuentran tres plataformas donde se ubican el evaporador, el condensador y en medio de éstos el tanque de condensado, los dispositivos estranguladores se encuentran debajo del evaporador. Todo esta ubicado de tal forma que el CPC no sea sombreado y siguiendo la secuencia del fluido refrigerante como lo muestra la figura 3.7.

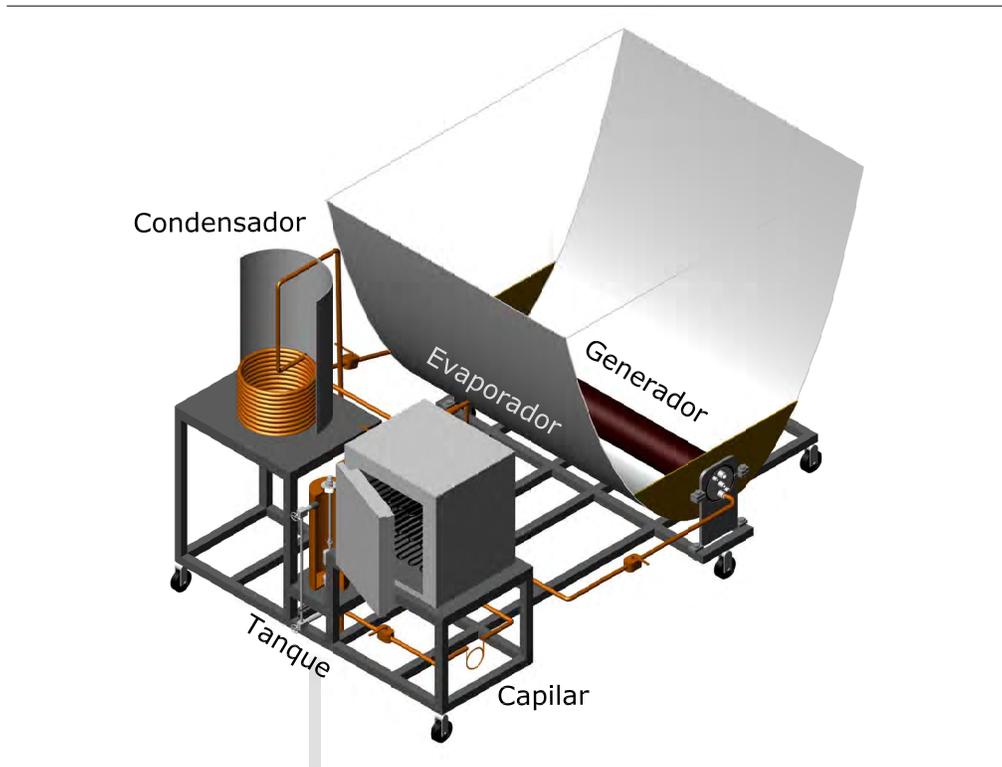


Figura 3.7. Diagrama de la distribución del refrigerador solar [1]

Entre los soportes y el receptor del CPC se encuentra un anillo de nylamid que actúa como un aislante térmico para evitar pérdidas de energía del receptor hacia la estructura y facilita la movilidad del colector para su inclinación.

La estructura del CPC esta alineada con el meridiano local, encontrándose el CPC en la parte sur con el eje del receptor alineado de forma oeste-este, en la parte norte de la base se encuentra el condensador, el evaporador, el tanque de condensado e independiente a la estructura está el gabinete donde se encuentra el equipo de adquisición de datos, sistemas de control y la computadora portátil.

La unión entre equipos y dispositivos esta hecha con tubo de acero inoxidable 316 de 9.525 mm (3/8 in) de diámetro y 0.032 mm (1/8 in) de espesor. El sistema de tubería tiene

a lo largo de su estructura conexiones en cruz de $\frac{1}{4}$ " NPT y reducciones tipo "bushing" de $\frac{1}{4}$ " a $1/8$ " NPT de acero zincado, de acero inoxidable uniones rectas de $3/8$ " y conectores machos para tubo de $3/8$ " a cuerdas de $\frac{1}{4}$ " NPT. Todos las conexiones para tubo son marca Swagelock.

Hay válvulas instaladas a la entrada y salida de cada equipo o dispositivo además de tres válvulas de carga y descarga, de acero inoxidable marca Worcester de 6.35 mm ($1/4$ in), que soportan una presión de 103.4 bar y resisten temperaturas de hasta 288°C.

3.1.7. Instrumentación y control

El refrigerador se encuentra en etapa de evaluación y optimización, debido a esto se debe seguir de cerca su comportamiento y se tiene la necesidad de controlar ciertos parámetros, por esto el refrigerador solar cuenta con instrumentación y adquisición de datos.

Instrumentación

El sistema de refrigeración cuenta con medidores de temperatura como son: termistores y termopares, sensores de presión y manómetros y un medidor de radiación directa.

Los sensores de temperatura están colocados en la entrada y salida de cada equipo y dispositivo, se tienen varios sensores de presión distribuidos para conocer las presiones dentro de los componentes, un diagrama se muestra en la figura 3.8 donde se ven los sensores de presión y de temperatura que dan información de la operación del ciclo de refrigeración.

El CPC contiene 4 termistores, 6 termopares y 1 sensor de presión, los 4 termistores se encuentran dentro del receptor, 2 colocados en la parte superior de tal forma que miden la temperatura del vapor de amoníaco y 2 miden la temperatura de la solución; 2 termopares se encuentran sobre las superficie del receptor, 2 están colocados sobre la superficie del colector y 2 se ubican sobre la cubierta de vidrio. En el condensador se encuentra 2 sensores de presión y 5 termistores; 2 termistores en la parte de entrada y salida del refrigerante, dentro del tanque que contiene el agua de enfriamiento se ubican 3 termistores a diferentes alturas que sensan la temperatura del agua. La presión se detecta a la entrada y salida del condensador. El tanque de condensado tiene un termistor en la parte inferior. En el evaporador se encuentran 4 termistores y 2 sensores de presión; 2 termistores se encuentran en la entrada y salida de la línea del refrigerante y los otros dos miden la temperatura en el interior de la cámara frigorífica, uno el aire y otro el agua a congelar. A la entrada y salida se encuentran los sensores de presión. Para medir la temperatura ambiente hay un termopar colocado a la sombra. La radiación global se mide mediante un piranómetro instalado al costado de la cubierta del CPC, y conserva la misma inclinación que el colector.

Los transductores de presión necesitan alimentación de 12 V.

Cada instrumento tiene una curva y ecuación de calibración usada para minimizar los errores en la medición y obtener datos confiables, las ecuaciones se muestran en la tabla 3.1.

Los termistores colocados en el receptor al estar en contacto directo con la solución sufren de corrosión visible manifestada con la aparición de una pasta suave de color azulado, es necesario cambiarlos con cierta periodicidad, ya que una fuga en el receptor se considera grave porque puede modificar la concentración de la solución.

Tabla 3.1. Ecuaciones de calibración de los instrumentos de medición

Medida	Ubicación	Ecuación
T_1	Generador/Absorbedor, solución	$T=1.0147x-0.3671$
T_2	Generador/Absorbedor, solución	$T=1.0078x-0.2419$
T_3	Generador/Absorbedor, vapor de NH_3	$T=1.0034x-0.0285$
T_4	Generador/Absorbedor, vapor de NH_3	$T=1.0036x-0.0751$
T_5	Condensador, entrada de vapor de NH_3	$T=1.0144x-0.8647$
T_6	Agua de enfriamiento, parte inferior	$T=1.0105x-0.1935$
T_7	Agua de enfriamiento, parte media	$T=1.0128x-0.3322$
T_8	Agua de enfriamiento, parte superior	$T=1.0066x-0.1776$
T_9	Condensador, salida de NH_3 líquido	$T=1.0039x+0.0979$
T_{10}	Tanque de amoniaco	$T=1.0083x-0.0687$
T_{11}	Dispositivo de expansión, salida de líquido-vapor de NH_3	$T=1.0086x-0.2031$
T_{12}	Cámara frigorífica, interior	$T=1.0099x-0.257$
T_{13}	Cámara frigorífica, agua	$T=1.0101x-0.2305$
T_{14}	Evaporador, salida	$T=1.0126x+0.3825$
T_{15}	Superficie Colector, norte	$T=1.0028x+0.072$
T_{16}	Superficie Receptor, oeste	$T=0.9991x+0.2113$
T_{17}	Superficie Colector, sur	$T=1.0092x-0.0042$
T_{18}	Superficie Receptor, este	$T=1.0079x+0.0779$
T_{19}	Ambiente	$T=1.0059x+0.2069$
T_{20}	Superficie vidrio, norte	$T=0.9991x+0.2113$
T_{21}	Superficie vidrio, sur	$T=0.9991x+0.2113$
P_1	Generador/Absorbedor	$P=6-6106x-8.6766$
P_2	Condensador	$P=3.9576x-5.2584$
P_3	Tanque de almacenamiento	$P=6.7050x-8.5134$
P_4	Dispositivo de expansión, salida	$P=6.6823x-8.8251$
P_5	Evaporador	$P=6.5762x-8.6047$
G	Radiación Global	$G=\frac{T}{0.00000499}$

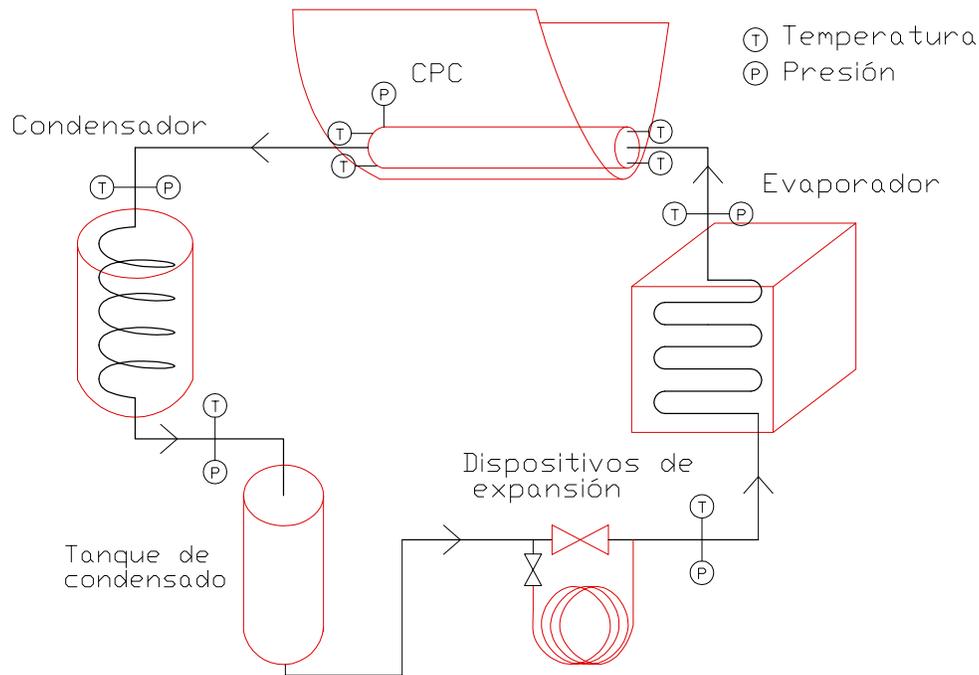


Figura 3.8. Diagrama del sistema.

Adquisición de datos

La instrumentación descrita es usada para la adquisición de datos, los sensores distribuidos en todo el sistema de refrigeración mandan una señal eléctrica con la información de la medida para la cual fueron diseñados al adquirente de datos marca Agilent modelo 34970A previamente configurado, y a su vez el adquirente de datos envía la información a un programa dentro del software HP VEE instalado en la computadora portátil.

El adquirente contiene 2 tarjetas modelo 34970A con 20 canales de medición de voltaje y 2 de corriente (Figura 3.9), y una tarjeta con 2 canales que reciben señales digitales y 2 de salida de -12 V hasta 12 V. Los instrumentos de medición están conectados a los canales de estas tarjetas.

El programa elaborado en HP VEE llamado refsol2008g.vee recibe las mediciones que le envía el adquirente, aplica las ecuaciones de calibración correspondientes a cada instrumento, captura los datos periódicamente mostrándolos en pantalla y guardándolos en un archivo con extensión .dat, elabora las gráficas con los parámetros indicados y ejecuta los programas de control. Posteriormente los datos almacenados en el archivo .dat son trasladados a una hoja de cálculo para su procesamiento.



(a) Adquisidor



(b) Tarjeta de adquisición

Figura 3.9. Adquisidor y tarjeta modelo 34970A

Los datos que recibe el programa refsol2008g.vee son los siguientes

- Nombre del archivo en donde se almacenará la información.
- Intervalo de tiempo de toma de datos
- Temperatura de agua de enfriamiento
- Hora de apertura de la válvula
- Hora de cierre de la válvula

Estos datos se indican antes de iniciar el proceso de adquisición y pueden modificarse durante el funcionamiento del programa excepto el primero. Los últimos tres datos es información del sistema de control que será explicada en la siguiente sección. La figura 3.10 muestra el programa adquiriendo datos en la computadora.

3.1.8. Sistemas auxiliares

Los sistemas auxiliares son sistemas que ayudan a la operación del refrigerador, en este caso estos sistemas son de control y se usan para automatizar el funcionamiento de los

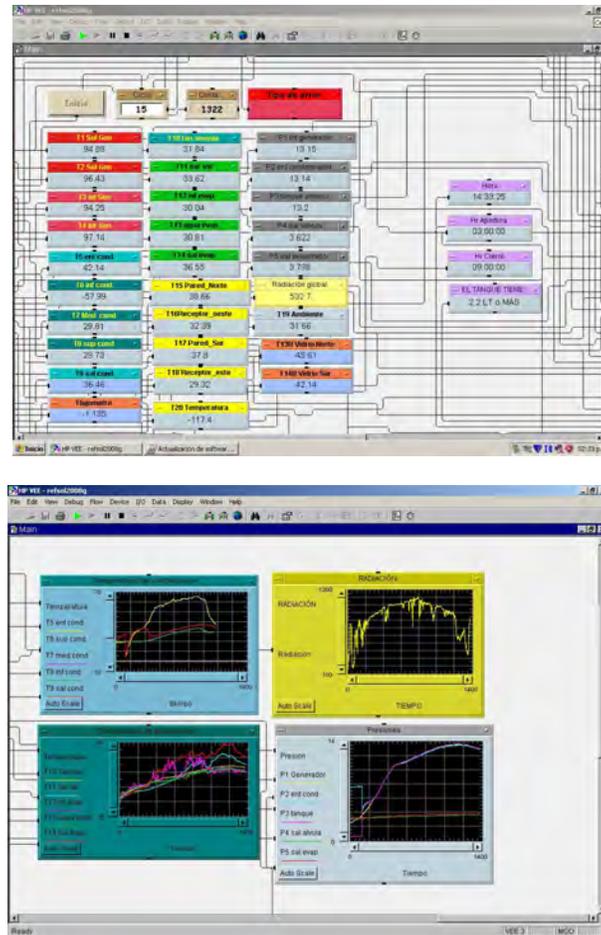


Figura 3.10. Programa de adquisición operando

equipos e independizar algunos procesos del refrigerador. Se tienen dos sistemas de control en el refrigerador solar, uno para mantener la temperatura de agua de enfriamiento constante y otro para iniciar la etapa de evaporación.

Estos sistemas de control involucran a los instrumentos de medición, al programa de adquisición y a dispositivos que únicamente trabajan con el sistema. Dentro del programa de adquisición se encuentran dos programas de control, uno para cada sistema.

Control de temperatura

Un parámetro de operación que se considera importante en la etapa de generación es la temperatura de condensación del refrigerante que depende directamente de la temperatura del agua de enfriamiento.

Al sistema de control de temperatura lo conforman dos termistores que se encuentran en el

condensador, la bomba de recirculación, el sistema de adquisición, un enfriador y el programa de control. El enfriador es de compresión de vapor con una capacidad de enfriamiento de 1875 kW (1/2 Ton), de 120 V a 60 Hz mostrado en la figura 3.11, con evaporador de intercambiador helicoidal de tubos concéntricos de un solo paso, por cuyo interior se hace circular el agua del condensador en un ciclo cerrado por medio de la bomba descrita en la sección del condensador 3.1.2.

El programa de control se encuentra dentro de refsol2008g.vee, en donde se fija la temperatura de agua de enfriamiento, con la información de los dos termistores del condensador se realiza el promedio, cuando el promedio es mayor a la temperatura fijada manda la orden a la tarjeta 3 de dar 12 V en una de sus salidas, este voltaje lo recibe un relevador RAS-1215 que cierra el circuito y enciende el enfriador. Cuando la temperatura del agua de enfriamiento ha bajado hasta la temperatura fijada se interrumpe el suministro de voltaje. El enfriador volverá a encenderse cuando la temperatura suba por encima de la temperatura fijada, este sistema garantiza que el agua de enfriamiento se mantenga dentro de un rango pequeño de temperaturas que se puede considerar constante.

Este sistema sustituye al que tenía anteriormente el refrigerador constituido por un interruptor que requería una alimentación adicional de 127 V.

Control de inicio de la evaporación

El proceso de evaporación se debe realizar cuando las pérdidas con el ambiente sean mínimas, es decir el momento del día en el cual la temperatura ambiente es la mas baja; esto coincide con las primeras horas del día. Esto genera un problema operativo que se resuelve con la automatización del inicio de la etapa de evaporación.

El sistema de control de inicio de la evaporación consta de el sensor de presión en el absorbedor, el sensor de presión en el tanque de condensado, un medidor de nivel, una válvula Worcester de (1/4 in), un actuador eléctrico de 127 V tipo J2 como el que se muestra en la figura 3.12 y el programa de adquisición de datos.

El medidor de nivel consta de un flotador y un sensor de presencia ubicados dentro del tanque de condensado, el flotador permanece sobre la superficie líquida, el sensor se encuentra a la altura que corresponde a un volumen de 2 L. Cuando el sensor detecta al flotador envía una señal a la tarjeta, de esta forma se conoce cuando el nivel es igual o mayor al establecido.

Para iniciar el proceso de evaporación se deben cumplir varias condiciones

- El tanque debe contener por lo menos 2 L de amoníaco líquido



Figura 3.11. Control de temperatura de agua de enfriamiento

- La presión del absorbedor debe ser mucho menor que la presión en el tanque.
- Hora 3:00 a.m.

Cuando las tres condiciones se cumplen el programa de control manda la instrucción a la tercer tarjeta de enviar 12 V a un relevador RAS-1215 que permitirá el paso de alimentación al actuador eléctrico para que abra la válvula situada entre el tanque de condensado y el dispositivo de expansión. Es necesario que el sistema se encuentre preparado de tal forma que con solo la apertura de esta válvula se inicie el proceso de evaporación.

3.2. Descripción operativa del sistema

La etapa de evaporación inicia al pasar el refrigerante almacenado en el tanque de condensado a través de un dispositivo de expansión, este dispositivo puede ser el tubo capilar



Figura 3.12. Actuador eléctrico J2 instalado en una válvula Worcester de 1/4 in

o la válvula de expansión, el refrigerante al ser estrangulado se transforma en una mezcla líquido-vapor de baja calidad a una temperatura menor, esta mezcla líquido-vapor recorre el evaporador retirando energía de la cámara frigorífica llevando a cabo el efecto refrigerante. Al salir del evaporador todo el refrigerante se encuentra en forma de vapor y es dirigido hacia el generador/absorbedor. Por medio de un tubo difusor el vapor es distribuido dentro del absorbedor para que sea absorbido por la solución.

El proceso de generación se lleva a cabo mientras existe la disponibilidad del recurso energético, comienza por la mañana y termina en la tarde. Al finalizar este proceso la temperatura y la presión en el receptor son altas y es necesario esperar a que descendan para comenzar el proceso de evaporación del refrigerante. Es deseable que la evaporación comience cuando la temperatura ambiente sea mínima y esto sucede en la madrugada, al finalizar la etapa de evaporación puede comenzar inmediatamente la etapa de generación.

Este sistema no contiene sistemas mecánicos que necesiten mantenimiento, el receptor del CPC comparte las funciones de generador y absorbedor evitando la necesidad de una bomba que lleve la solución del absorbedor al generador.

3.2.1. Procedimientos para la puesta en operación del sistema

El refrigerador solar se encuentra en un proceso de evaluación operando con la mezcla binaria $NH_3 - LiNO_3$ y con la mezcla ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$ por este motivo es necesario cambiar las condiciones de operación para conocer su funcionamiento. Uno de los parámetros a variar es la concentración de la solución.

La seguridad es un tema muy importante, se trabaja con sustancias de ligera toxicidad y corrosivas por lo que se recomienda conocer y tener a la mano las hojas de seguridad de

las sustancias con las que se trabaja. Durante la elaboración de estos procedimientos se debe contar con el equipo de seguridad adecuado que incluye: guantes de látex, guantes gruesos, lentes protectores, bata, zapatos cerrados, máscara protectora con filtro para amoníaco.

Dos equipos fundamentales que intervienen en los siguientes procedimientos son el tanque de carga de solución y el tanque portátil de amoníaco.

Tanque de carga de solución: Es donde se prepara la solución, está construido en acero inoxidable de 6 in (0.1524 m) de diámetro y tiene una capacidad para 8 L de solución. Cuenta con una válvula en la parte superior por donde se introduce la sal o se purga el vapor de amoníaco. En la parte inferior tiene dos válvulas de esfera, una para drenado y otra para la entrada de amoníaco en forma líquida. También cuenta con un tubo de vidrio que indica el nivel de llenado y un manómetro marca Aschrof con un rango de 0 a 600 psi (0 a 4136.85 kPa). Este tanque se muestra en la figura 3.13.



Figura 3.13. Tanque de carga de solución

Tanque portátil de amoníaco: Este tanque tiene una capacidad de 500 mL, es de acero inoxidable, cuenta con 3 válvulas de esfera y una de aguja, un tubo de nivel y líneas para purga y suministro de amoníaco, además tiene en la parte superior un manómetro que da información de la presión del amoníaco contenido.

A continuación se encuentra el procedimiento de prueba de fugas que se debe realizar en el sistema antes de cualquier procedimiento para confirmar la capacidad de operación del sistema por encima de las condiciones de trabajo.



Figura 3.14. Tanque portátil de amoníaco

Prueba de fugas

1. Todas las válvulas del sistema deben estar abiertas, de tal modo que la presión será la misma en todos los componentes del sistema.
2. Esta prueba se hace introduciendo aire al interior del sistema con el compresor hasta alcanzar la presión de 7.5 bar. También se introduce con el tanque portátil una pequeña cantidad de amoníaco.
3. Se aísla el evaporador y los dispositivos de expansión, cerrando las válvulas correspondientes para probar el resto del sistema a alta presión.
4. Enseguida se conecta el tanque de nitrógeno para elevar la presión hasta 15 bar.
5. Se pasan mechas de azufre alrededor del sistema, por encima y por debajo de cada válvula y conexión, el humo de la mecha es transparente en cuanto tenga contacto con el amoníaco tomará un tono blanco indicando una fuga en el sistema.
6. Se reparan todas las fugas encontradas y se lleva la presión a 15 bar.
7. La prueba es aprobada hasta que el sistema mantenga la presión de 15 bar por 12 horas.

Ahora se describirán los procedimientos de preparación y carga de solución y de amoníaco al sistema de refrigeración, así como los procedimientos de operación.

3.2.2. Preparación de la solución

Para preparar la solución binaria $NH_3 - LiNO_3$ se necesita de un tanque adecuado para este procedimiento y seguir una serie de pasos, primero se realiza la deshidratación de la sal y después la carga de amoníaco.

Deshidratación de la sal

La presencia de humedad no es deseable dentro del equipo de refrigeración por esto es necesario retirarla de la sal. Se sigue la metodología que se ha depurado en el Laboratorio de Refrigeración y Bomba de Calor del CIE reportada por Cuevas [48].

El material que se utiliza para la deshidratación es una balanza de precisión, un horno de secado con control automático, charolas de aluminio, papel aluminio, un embudo de plástico, guantes de látex, guantes reforzados, brocha y el tanque de carga de solución, algunos se muestran en la figura 3.15.



Figura 3.15. Instrumentos para realizar la deshidratación de la sal

Debido a la gran higroscopicidad del $LiNO_3$ la realización del proceso se hace lo más rápido posible, tratando que el tiempo en que la sal sale del recipiente y entra al tanque de carga sea el menor posible.

Se describen los pasos del proceso a continuación:

1. El horno se precalenta hasta $100^{\circ}C$, se nivela la balanza de precisión y se tara con una charola encima.
2. Se pesan 200 g de $LiNO_3$ en cada charola esparciéndolo homogéneamente en la superficie, se introducen 3 charolas en el horno empezando por el nivel de arriba para

no ensuciar las muestras. Las charolas deben permanecer un tiempo de 30 minutos dentro del horno. Figura 3.16



Figura 3.16. $LiNO_3$ dentro del horno

3. Se coloca el tanque de carga de solución sobre la balanza digital de carga y se tara, el embudo se introduce en la válvula que se encuentra en la parte superior del tanque por donde se introducirá el $LiNO_3$.
4. Después de transcurrido el tiempo de horneado se saca una charola del horno, se pesa y su contenido es vaciado con ayuda del embudo en el interior del tanque.
5. Se repite del paso 2 al 4 hasta completar la cantidad de sal que debe contener la solución que se requiere realizar.

Carga de amoníaco

Después de realizar la deshidratación de la sal se procede a introducir al tanque la cantidad de amoníaco requerida para la solución.

1. Se coloca el tanque de carga de solución encima de la balanza digital y se tara, se conecta al tanque de suministro de amoníaco por medio de una manguera de teflón revestida de con malla de acero inoxidable, las mangueras que salen de las dos válvulas de purga se conectan a un recipiente de agua cerrado. Se retira de la manguera el aire contenido por medio de las purga inferior desplazándolo con vapor de amoníaco, al terminar este procedimiento se cierran las válvulas.

2. Se abre la válvula de suministro de amoníaco dejando pasar amoníaco líquido hasta el tanque de carga de solución, cuando el tanque de solución llega a la misma presión del tanque de suministro se abre la válvula de purga superior para que salga vapor de amoníaco y permita la entrada de amoníaco líquido. La mezcla de sal con el amoníaco provoca una reacción exotérmica, por lo tanto es normal que el recipiente se caliente.
3. Se revisa continuamente el incremento de peso de amoníaco y el tubo de nivel, cuando la balanza indique 10 gr más de la cantidad de amoníaco requerida, se cierran las válvulas de suministro y de purga



Figura 3.17. Preparación de la solución, carga de amoníaco

4. Se libera la manguera de vapor de amoníaco por medio de la válvula de purga inferior y se desconecta la manguera del suministro y del tanque.

3.2.3. Procedimiento de carga de solución en el sistema

El proceso de carga de solución se realiza cuando el sistema ha pasado la prueba de fugas y después de la preparación de la mezcla a cargar como lo indica el procedimiento anterior. Una vez que ha sido cargada una mezcla en el equipo se puede variar la concentración o añadir algún elemento como es el caso de pasar de la mezcla binaria a la ternaria, esto se realiza añadiendo amoníaco o amoníaco-agua.

Carga de solución

El procedimiento para la carga de solución es el siguiente:

- Hacer vacío en el interior del sistema.
- Si la mezcla a cargar es ternaria: se debe introducir al generador/absorbedor la cantidad de agua correspondiente con base en la concentración deseada.
- Se conecta, por medio de la manguera de teflón reforzada, la válvula inferior del tanque a la válvula de carga del equipo ubicada entre el generador y el condensador del lado este del colector, se debe purgar la manguera para desplazar el aire con vapor de amoníaco.
- La diferencia de presión será el motor de impulso para que la solución se introduzca y se regulará por la apertura y cierre de las válvulas del tanque y de carga del equipo. En caso de igualarse las presiones se recurre al calentamiento del tanque por medio de una banda eléctrica. Figura 3.18.



Figura 3.18. Carga de la solución por diferencia de alturas

- La última parte de la solución generalmente debe introducirse por diferencia de altura, se coloca el tanque de solución encima del gabinete para desplazar el remanente de solución hacia el interior del receptor. Figura 3.19.
- Al terminar el vaciado del tanque de solución se desconecta cuidadosamente el tanque del equipo y se lavan las mangueras para retirar los residuos de solución.

Carga de amoníaco líquido

Cuando únicamente se requiere introducir un poco de amoníaco al equipo para cambiar la concentración o para hacer pruebas de fugas se prepara el tanque portátil de amoníaco



Figura 3.19. Carga de la solución hacia el equipo de refrigeración

para realizar la carga. La carga de amoníaco hacia el tanque portátil se hace de manera muy parecida al procedimiento de carga de amoníaco al tanque de carga de solución.

1. Se conecta el tanque portátil al tanque de suministro de amoníaco por medio de una manguera de teflón revestida de con malla de acero inoxidable, las mangueras que salen de las dos válvulas de purga se conectan a un recipiente de agua cerrado. Se retira de la manguera el aire contenido por medio de las purga inferior desplazándolo con vapor de amoníaco. Al terminar este procedimiento se cierran las válvulas. Figura 3.20
2. Se abre la válvula de suministro de amoníaco, cuando el tanque portátil llega a la misma presión del tanque de suministro se abre la válvula de purga superior para que salga vapor de amoníaco y permita la entrada de amoníaco líquido. Cuando el amoníaco comience a pasar se sentirá la manguera fría hasta puede llegar a congelarse debido al proceso de expansión que está sufriendo.
3. Cuando el tubo de nivel indique que se ha llenado al 80 % se detiene el proceso.
4. Se libera la manguera de vapor de amoníaco por medio de la válvula de purga inferior y se desconecta la manguera del suministro y del tanque.

Para introducir una cantidad específica de amoníaco al sistema de refrigeración se puede cuantificar por volumen o por peso, el tubo de nivel se encuentra graduado cada 50 mL, y se necesita conocer la densidad para calcular el peso que será una función de la temperatura ambiente, o se puede realizar la carga con una báscula digital. Por lo general se prefiere el método por volumen.



Figura 3.20. Llenado del tanque portátil de amoníaco

Este proceso de carga de amoníaco al sistema de refrigeración es similar a la carga de solución al equipo, pero la introducción se realiza por la válvula de carga del lado oeste del CPC, ubicada entre el evaporador y el absorbedor ya que esta tubería dirige el vapor de amoníaco hacia el tubo difusor favoreciendo la absorción del amoníaco en la solución.

3.2.4. Procedimiento de operación del refrigerador solar intermitente

El objetivo de este trabajo es evaluar el sistema operando en un rango de concentración con la mezcla binaria $NH_3 - LiNO_3$ y comparar el desempeño operando con la mezcla ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$, para esto se realizan arduos trabajos de experimentación con la siguiente metodología.

Generación

La generación es un proceso que empieza en las primeras horas de la mañana para obtener un precalentamiento de la solución y continua hasta la tarde alrededor de las 16:00 a 17:00 h.



Figura 3.21. Carga de amoníaco al sistema de refrigeración

Antes de empezar

- Verificar que la red suministre energía eléctrica al sistema de control de temperatura.
- Revisar que el nivel de agua del condensador, en caso de ser insuficiente, recargarlo.
- Checar que los termopares de superficie estén correctamente colocados (6 termopares).
- Alistar los formatos de registro de experimentación.
- La superficie reflectora, los vidrios y tapas de acrílico del CPC deben de estar limpios (pueden limpiarse en los primeros minutos después de empezar la adquisición de datos)

Puesta en marcha y cierre

- Encender la computadora portátil, el adquisidor de datos y la fuente de voltaje.
- Encender la computadora iniciando la sesión de estudiante y abrir el programa `refsol2008g.vee`, un acceso directo se encuentra en el escritorio.
- En la interfaz gráfica del programa para la adquisición de datos indicar el lugar donde se guardará el archivo de datos obtenidos durante el proceso. El formato del título del archivo es el siguiente `aammddGEN` y debe estar contenido dentro de la carpeta `Corridas`.

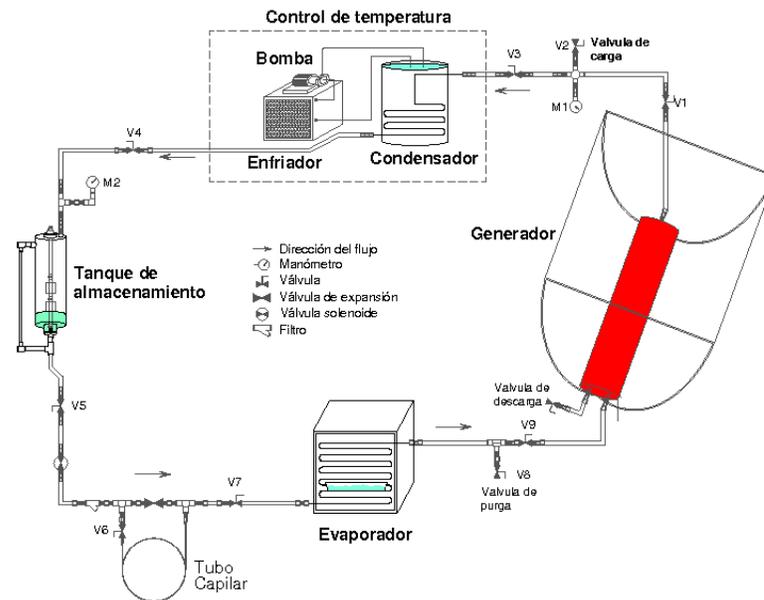


Figura 3.22. Diagrama esquemático del refrigerador solar [1]

- Iniciar el programa de adquisición, completar el formato de datos experimentales con la fecha, nombre del archivo, concentración de la mezcla, temperatura de agua de condensación e inclinación del CPC.
- Registrar la primera línea de datos.
- Destapar el CPC subiendo las cuatro solapas de la lona, fijar las tapas de acrílico al cuerpo del CPC e inclinarlo. La inclinación dependerá del día del año, revisar la tabla 3.2 para obtener la información correspondiente. Al inclinarlo tener cuidado que las tapas no choquen con el soporte del receptor.
- Abrir la válvula 4 según el diagrama que se encuentra entre el condensador y tanque de almacenamiento.
- Abrir la válvula 1 según el diagrama; se encuentra entre el generador y el manómetro.
- Revisar la presión en el tanque y en el generador, si son parecidas es decir la diferencia entre ellas no es mayor a un bar, se procede a abrir la válvula 3, que se encuentra entre el manómetro y el condensador, en caso contrario se dejará cerrada hasta que la presión en el generador y en el tanque sean iguales.
- Cuando la válvula 3 sea abierta se debe encender la bomba de recirculación del agua de enfriamiento.

Tabla 3.2. Inclinación del CPC

Fechas		β
14/nov	25/ene	40
26/ene	11/feb	35
12/feb	26/feb	30
27/feb	11/mar	25
12/mar	23/mar	20
24/mar	05/abr	15
06/abr	18/abr	10
19/abr	03/may	5
04/may	24/may	0
25/may	17/jul	-5
18/jul	06/ago	0
07/ago	22/ago	5
23/ago	04/sep	10
05/sep	17/sep	15
18/sep	29/sep	20
30/sep	12/oct	25
13/oct	26/oct	30
27/oct	13/nov	35

- Registrar cada media hora los datos en el formato de datos, hasta que comience a generar amoniaco. Al comenzar la generación de amoniaco el registro se llevará a cabo cada quince minutos.
- Llenar tres botellas de agua de 1 L con agua destilada y ponerlas a la sombra para el proceso de evaporación. La corrida de generación acaba cuando la lectura del nivel de amoniaco se repite 3 veces, generalmente coincide cuando la temperatura de entrada del condensador ha bajado a 35°C aproximadamente. Cuando esto suceda se llevan a cabo los siguientes procedimientos para terminar la corrida.
- Detener el programa de adquisición de datos y cerrarlo, al cerrar el programa indicar que NO desea guardar los cambios realizados.
- Abrir de nuevo el programa refsolg2008g.vee, no es necesario cambiar el archivo donde se guardan los datos únicamente servirá para obtener información de los parámetros en cualquier momento.

- Detener la bomba de recirculación del agua de enfriamiento.
- Cerrar la válvula 1.
- Colocar en posición horizontal el CPC y abrir las tapas de acrílico para favorecer el enfriamiento del receptor.
- Tapar el CPC
- Cerrar válvula 3 y 4.
- Cerrar el programa de adquisición.
- Apagar la computadora, y retirar el suministro de energía eléctrica a los sistemas.
- Si se uso agua no destilada vaciar el condensador.
- Guardar el formato de datos experimentales en un portahojas y almacenarlo en la carpeta.

Evaporación

La evaporación se debe realizar una hora después del atardecer, de esta forma la temperatura y la presión en el absorbedor habrán disminuido.

Preparativos

- Verificar que la red suministre energía eléctrica a los sistema de inicio de etapa la evaporación.
- Alistar los formatos donde se lleva el registro de la corrida.
- En la cámara frigorífica deben de estar 3 charolas colocadas tipo escalera.

Puesta en marcha

- Encender la computadora, el adquisidor y la fuente de voltaje.
 - Encender la computadora iniciando la sesión de estudiante y abrir el programa refsol2008g.vee, un acceso directo se encuentra en el escritorio.
-

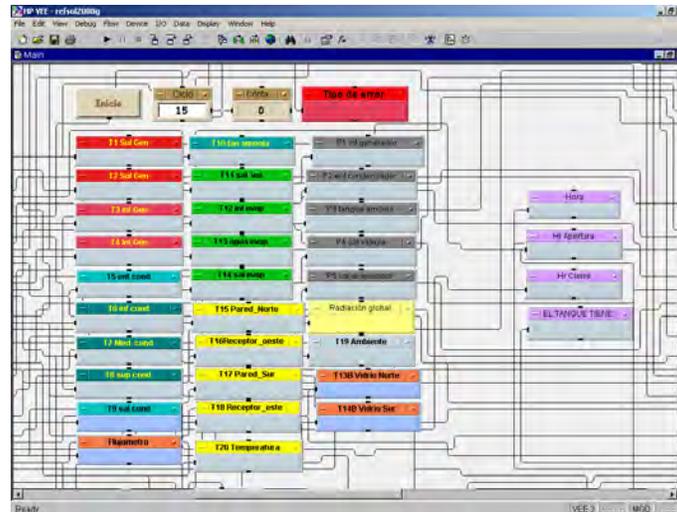


Figura 3.23. Programa refsol2008g.vee de adquisición

- En la interfaz gráfica del programa para la adquisición de datos indicar el lugar donde se guardará el archivo de datos obtenidos durante el proceso. El formato del título del archivo es el siguiente aammddEVA y debe estar contenido dentro de la carpeta Corridas.
- Checar la presión en el tanque de almacenamiento, ésta debe ser mayor a la del absorbedor y la presión en el absorbedor debe ser menor a 3 bar, en caso contrario el proceso de evaporación no puede llevarse a cabo aún. Una vez cumplidas estas condiciones se puede seguir el procedimiento. En la figura 3.23 se muestra como presenta los datos el programa de adquisición, esta distribuido por colores. A los datos de presión les corresponde el color gris.
- Vaciar el contenido de las botellas que fueron llenadas en la etapa de generación, una botella por charola.
- Colocar los termistores dentro de la cámara frigorífica, el termistor de menor longitud se coloca dentro de la segunda charola en contacto con el agua y el de mayor longitud encima del serpentín checando que la punta no lo toque.
- Iniciar el programa de adquisición, completar el formato de datos experimentales con la fecha y nombre del archivo.
- Registrar la primera línea de datos en el formato.
- Abrir válvula 6, válvula que se encuentra antes del tubo capilar, checar que la válvula de aguja se encuentre cerrada, si no lo está, deberá cerrarla apretando ligeramente.

- Abrir válvula 7, válvula que se encuentra entre el tubo capilar y el evaporador.
- Abrir válvula 9, esta se encuentra a la salida del evaporador, se debe escuchar el burbujeo en el absorbedor.
- Se debe esperar a que el sistema encargado de iniciar la evaporación actúe, cuando esto suceda la temperatura a la salida del tubo capilar disminuirá por debajo de 0°C, y durante la madrugada se dará el efecto refrigerante, al amanecer se seguirá el procedimiento.
- Cerrar válvulas 5, 6, 7 y 9.
- Detener el programa de adquisición de datos, en la pantalla se podrán ver los últimos datos tomados.
- Checar si se evaporó todo el amoníaco en el medidor de nivel del tanque de amoníaco y checar la temperatura del agua dentro del evaporador en el programa de adquisición en la sección de gráficas.

Si la gráfica de la temperatura del agua es una línea horizontal en 0°C, realiza el siguiente procedimiento por cada charola contenida dentro del evaporador. La charola uno es la charola que se encuentra en la parte inferior del evaporador, la posicionada en medio es la charolas 2 y la de la parte superior es la charola 3.

- Sacar una charola de la cámara frigorífica, después de sacarla, cerrar el evaporador para no perder frío.
 - Decantar el líquido en una cubeta donde se almacenará el líquido frío de todas las charolas.
 - Pesar el hielo y registrarlo llenando la tabla 3.3.
- Pesar el agua fría y registrar el dato en el formato.
 - Continuar con el proceso de generación, de lo contrario apagar el adquisidor y la fuente de voltaje.
 - Apagar la computadora, cerrar el gabinete y guardar las charolas secas en el evaporador.
-

Tabla 3.3. Formato para registrar el hielo generado

Peso del hielo generado			
	Peso total	Tara	Total
Ch1		0.560	
Ch2		0.600	
Ch3		0.565	

Fugas

En el equipo se pueden presentar una serie de eventualidades durante la operación y la obras de mantenimiento, entre otras se encuentra las fugas de fluidos de trabajo. Estas fugas pueden ir de leves a mayores, cuando esto suceda es necesario estar informado de como actuar y usar el equipo de seguridad necesario.

El equipo de seguridad consta de: bata, zapatos cerrados, lentes de seguridad, cubrebocas o máscara con filtro para amoníaco y guantes de carnaza.

En caso de fuga leve, si se percibe algún olor a amoníaco se debe:

- Detectar el lugar de la fuga, de ser necesario usar una mecha de azufre. El azufre reacciona con el amoníaco formando humo de color blanco.
- Si la fuga procede de una unión: apretarla con la herramienta adecuada después de finalizar el proceso. Si procede de una válvula: intentar abrirla y cerrarla para que el sello retome su lugar en caso de sufrir una deformación debido a la temperatura.
- Acercar un trapo húmedo para contener el aroma.
- Si la fuga no se detiene se debe a aislar el elemento donde se este dando la fuga, detener el proceso y buscar una solución.

En caso de fuga mayor

- Detectar el lugar de la fuga de forma visual.
- Aislar el elemento donde se encuentra la fuga cerrando las válvulas a la entrada y salida del componente.

- Humedecer una manta de tamaño considerable y ponerla encima del lugar de la fuga para controlar el olor de la solución y el derrame.
 - Rociar con agua el alrededor del sitio por donde la solución o el amoniaco es expulsado del equipo.
-

Capítulo 4

Evaluación del equipo experimental

En este capítulo se presentan los resultados en forma gráfica de las pruebas experimentales obtenidas con la mezcla binaria y la mezcla ternaria. Se describe el proceso de evaporación y generación con ayuda de los datos obtenidos de las pruebas. Se desarrolla el procesamiento y tratamiento estadístico de los valores experimentales y se realiza el análisis e interpretación de los resultados obtenidos. Los resultados de estos análisis se muestran en las siguientes líneas. Por último se realiza la comparación de resultados del sistema al operar con ambas mezclas de trabajo y se concluye.

4.1. Información adquirida

Las pruebas experimentales comenzaron el 3 de noviembre del 2008 y terminaron el 13 de diciembre del 2009, usando para el registro de las pruebas el horario de invierno. De las pruebas realizadas se obtuvieron 55 pruebas útiles, 37 operando con la mezcla binaria $NH_3 - LiNO_3$, trabajando a 3 concentraciones: 48 %, 49 % y 50 % de amoníaco, con diferentes temperaturas de agua de enfriamiento en el condensador de 26°C, 28°C ó 30°C; y 18 pruebas con la mezcla ternaria $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$, 6 pruebas por cada concentración de 10 %, 20 % y 25 % de agua sobre el absorbente, todas a una temperatura de agua de enfriamiento de 30°C. Las pruebas se realizaron siguiendo la metodología descrita en la sección 3.2.4 que se encuentra en la página 61.

Se realizaron primero las pruebas del refrigerador operando con la mezcla binaria comenzando con una concentración de 48 %, la concentración se aumentó añadiendo amoníaco líquido, las masas de cada componente se indican en la tabla 4.1 para cada concentración, después se operó el equipo con la mezcla ternaria iniciando a una concentración de 10 % de agua sobre el absorbente cumpliendo las cantidades marcadas en la tabla 4.2 y para aumen-

Tabla 4.1. Masa de los componentes de la solución binaria

x %	m_{LiNO_3}	m_{H_2O} [kg]	m_s
48	9.16	8.46	17.62
49	9.16	8.80	17.96
50	9.16	9.16	18.32

tar la concentración se agregó solución amoniaco-agua al 50 %. La cantidad de solución fue calculada para que cuando se lograra una concentración de 50 % para la mezcla binaria y de 30 % para la ternaria la solución ocupe el 80 % del volumen del generador, asegurando espacio para el vapor de amoniaco en el proceso de generación.

Tabla 4.2. Masa de los componentes de la solución ternaria

x %	m_{NH_3}	m_{LiNO_3} [kg]	m_{H_2O}	m_s
10	7.86	7.07	0.79	15.72
20	8.84	7.07	1.77	17.68
25	9.43	7.07	2.36	18.86

Con el equipo de adquisición de datos en cada prueba se registraron las temperaturas y las presiones del sistema así como la radiación global a la inclinación del CPC. Debido a que el flujo generado de amoniaco es muy pequeño no se tiene un medidor de flujo así que la adquisición de ese dato se realiza de forma manual.

Los datos de las pruebas fueron procesados con la ayuda de diversas herramientas de computo como los son hojas de cálculo, programas en lenguaje C y graficadores para manipular la información y analizarla. El formato utilizado para identificar a las pruebas es por fecha usando 6 dígitos indicando año, mes y día de la siguiente forma aammdd.

De cada prueba se extrajo la información relevante para posteriormente realizar comparaciones. La información recabada de cada prueba se enlista a continuación.

Información general

- Temperatura de agua de enfriamiento (T_{ae})

- Temperatura ambiente promedio (T_{amp})
- Volumen de amoniaco generado (v_{NH_3})
- Duración del proceso de generación (t_g).

Valores al inicio y al final de la prueba de:

- Concentración
- Hora
- Temperatura de la solución
- Presión en el generador
- Temperatura a la salida del condensador (T_{c2}) (únicamente se recopila el valor al final de la prueba)

Valores al momento del comienzo de la generación de:

- Hora
- Presión en el generador (P_{g1})
- Temperatura de la solución (T_{s1})

Valores máximos de:

- Temperatura de la solución (T_{sm})
- Presión en el generador (P_{gm})
- Temperatura ambiente (T_{amm})

Durante la realización de las pruebas experimentales las variables que no se pueden controlar son: la temperatura ambiente y la radiación solar por esto para poder comparar el comportamiento de una prueba de generación con respecto a otra se utilizaron parámetros que comparan diversas variables que eliminan la dependencia de estos factores no controlables.

Se propuso un parámetro que da información de la energía necesaria para generar un kilogramo de amoniaco y se encontró que éste ya se ha reportado anteriormente nombrándolo coeficiente de operación equivalente (COPE). Este coeficiente, representa la relación entre el

caudal másico de vapor producido en el generador y la energía suministrada que en este caso es la energía recibida debido a la radiación [49], si se elimina la dependencia con el tiempo queda representado de la siguiente forma:

$$COPE = \frac{m_{NH_3}}{E_r} \quad (4.1)$$

La masa de amoniaco es calculada multiplicando el volumen por la densidad a la temperatura del tanque, como lo indica la ecuación 4.2

$$m_{NH_3} = \rho_{NH_3}(T_T)v_{NH_3} \quad (4.2)$$

Y la energía recibida es la suma del producto del área de apertura por la radiación global instantánea por el tiempo transcurrido entre cada medición.

$$E_R = \sum_{i=1}^n G_i t_i A_a \quad (4.3)$$

Otro parámetro importante es la eficiencia del CPC, que se calcula como el calor útil de generación entre la energía solar recibida, y se expresa de la siguiente forma:

$$\eta_{CPC} = \frac{Q_{ug}}{E_r} \quad (4.4)$$

Donde el calor útil es la suma del calor que necesitan la solución y el vapor de amoniaco dentro del generador para aumentar su temperatura y el calor latente del amoniaco generado. La insolación se calcula de la siguiente forma:

$$H = \sum_{i=1}^n G_i t_i \quad (4.5)$$

Con la información recabada se calculan los siguientes datos: masa de amoniaco generado (m_{NH_3}), COPE, eficiencia del CPC (η_{CPC}), insolación recibida (H) y calor de generación (Q_g).

Para conocer si existen diferencias debidas a los cambios de variables entre los grupos de pruebas se realizaron cálculos estadísticos y pruebas de significancia.

4.2. Descripción de los procesos

Un ciclo de refrigeración es completado cuando se han realizado las dos etapas que lo componen, una etapa de generación de amoniaco y otra de evaporación. Los procesos que ocurren en el refrigerador al operar con la mezclas binaria presentan los mismos comportamientos que al operar con la mezcla ternaria y difieren en las magnitudes de las propiedades termofísicas. Los mismo sucede al variar las concentraciones para ambas mezclas.

4.2.1. Etapa de generación

La etapa de generación, la cual incluye la condensación del refrigerante, se describirá a continuación con la prueba operando con la mezcla binaria en la que se obtuvo mayor cantidad de amoníaco que fue la del 24 de febrero del 2009 con una generación de amoníaco de 5.45 L (3.25 kg). En la figura 4.1 se muestra una gráfica del proceso de generación, en este día la prueba inició a la 8:36 y terminó a las 15:15, se considera el fin de la prueba cuando el dato de volumen de amoníaco en el tanque de condensado se repite en un intervalo de 45 minutos. La temperatura de la solución T_s inicia por debajo de la temperatura ambiente, a partir de las 9:00 se aprecia una tendencia de aumento lineal, después del inicio de la generación continuando esta tendencia con una pendiente menor, al final del proceso desciende la razón de aumento de temperatura llegando a un máximo de 107.9°C. La presión del generador P_g inicia en 1.12 bar con una tendencia a aumentar notándose un cambio al inicio de la generación y llega a su máximo de 11.21 bar a las 14:00 para terminar en 10.92 bar.

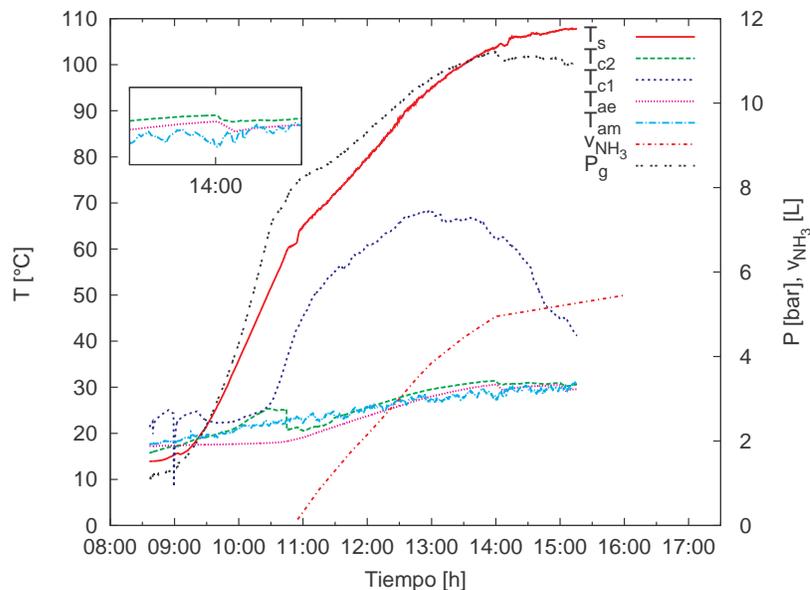


Figura 4.1. Temperaturas y presión del proceso de generación del día 090224

La temperatura de entrada del condensador T_{c1} tiene forma de campana, al principio del proceso se nota una caída drástica en la temperatura debida al encendido de la bomba de circulación del agua de enfriamiento que provoca un coeficiente convectivo alto reflejado en la disminución de temperatura la cual rápidamente se recupera, el aumento de ésta temperatura comienza al inicio de la generación cuando el vapor de amoníaco generado ingresa al serpentín del condensador, alcanzando su máximo para después disminuir hasta que finaliza el proceso.

Al principio del proceso el agua de enfriamiento que circula por el exterior del serpentín mantiene una temperatura T_{ae} constante, hasta el momento en que T_{c1} aumenta, ya que

recibe el calor del vapor de amoníaco que circula por el interior del serpentín para condensarlo, al final se nota un pequeño diente de sierra debido a la operación del control de temperatura que actúa para mantener ésta temperatura en un rango de 29.5°C a 30.5°C .

La temperatura a la salida del condensador T_{c2} , al principio del proceso, es independiente de la presión del generador ya que en este lugar se encuentra vapor de amoníaco, unos minutos después del inicio de la generación esta temperatura presenta una caída debido a que ha llegado amoníaco líquido proveniente del serpentín, después de este momento P_g depende de T_{c2} esto se observa al comparar las tendencias de ambas curvas, notando que a las 14:00 presentan un descenso idéntico.

La temperatura ambiente, T_{am} , se encuentra en constante aumento, al principio del proceso todas las temperaturas excepto T_{c1} están por debajo de ésta. A lo largo de todo el proceso T_{ae} y T_{c2} tienen magnitudes similares a T_{am} finalizando por encima de ésta.

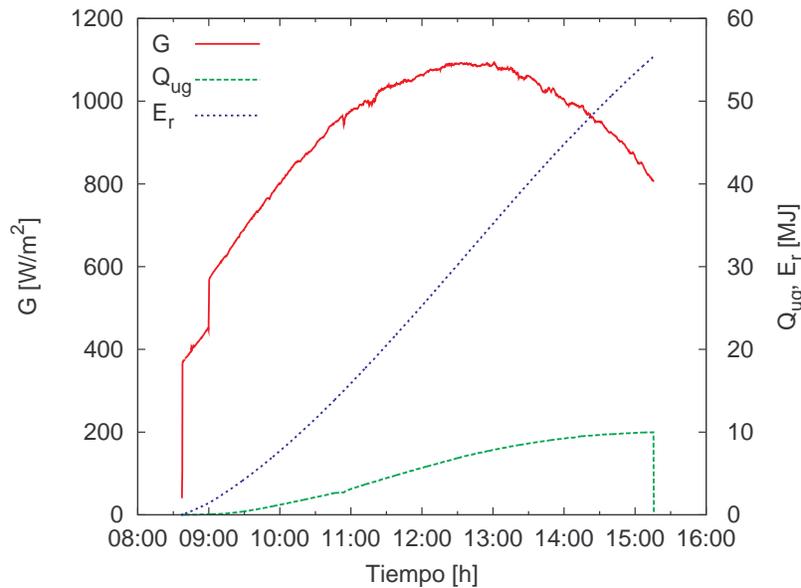


Figura 4.2. Radiación global y calor útil de generación de la prueba del día 090224

La radiación global G recibida sobre el área de captación se muestra en la figura 4.2 recordando que es la radiación recibida sobre un plano con ángulo de inclinación β , en este caso de 30° . También se presenta el calor útil, Q_{ug} , de generación que se refiere a la energía acumulada que recibe la solución a lo largo del proceso en forma de calor para elevar su temperatura y para que el amoníaco se desprenda en forma de vapor. E_r es la energía recibida debido a la radiación global.

El amoníaco se transporta por medio de tubería de acero inoxidable de un componente a otro, aunque el condensador es de una longitud considerable, en la figura 4.3 se aprecia que hay sólo una ligera caída de presión entre el generador, el condensador y el tanque de

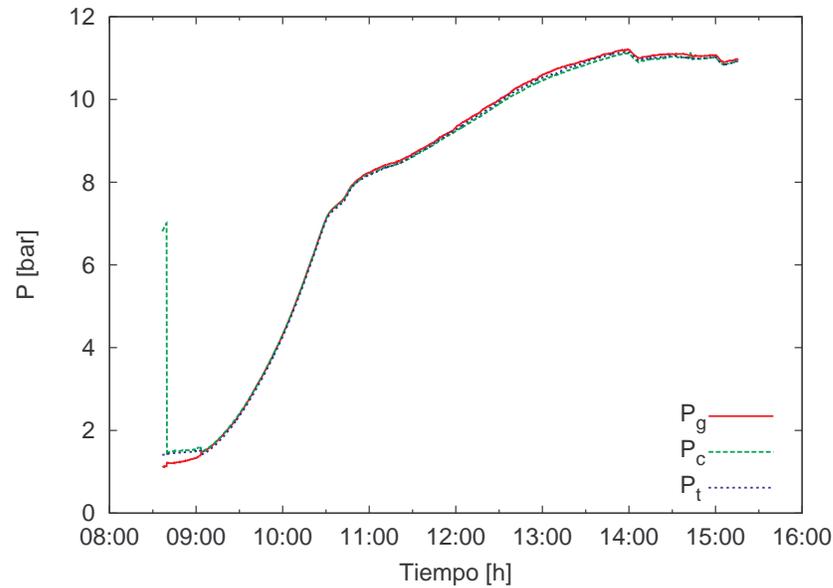


Figura 4.3. Presiones durante el proceso de generación del día 090224

condensado.

4.2.2. Etapa de evaporación

La etapa de evaporación durante la cual se da el proceso de absorción, se describirá con la prueba del día 17 de diciembre del 2008, en la cual se produjeron 2.5 kg de hielo con 4.45 L (2.65 kg) de amoníaco.

En la figura 4.4 se muestran las temperaturas registradas durante la etapa de evaporación. T_{e1} indica la temperatura a la entrada del evaporador, que coincide con la salida de la válvula de expansión, cuando fluye el amoníaco del tanque de condensado hacia el evaporador atravesando el tubo capilar, sufre una caída de temperatura abrupta debido a la caída de presión y tiende a aumentar siguiendo una curva siempre por debajo de 0°C . El amoníaco líquido se encuentra en el tanque de condensados a una presión P_t atraviesa el tubo capilar y se expande hasta P_v , la presión a la salida del tubo capilar, como se aprecia en el gráfico de la figura 4.5. La menor presión que se registra en esta etapa es la presión del absorbedor P_g estando muy cercana a la presión del evaporador P_e y la presión a la salida de la válvula P_v , que son menores a 3 bar lo cual permite que T_{e1} esté por debajo de 0°C favoreciendo así la transformación del agua del interior del evaporador en hielo. Las temperaturas comienzan con valores muy cercanos a la ambiente, T_{ei} la temperatura del aire en el interior del evaporador sigue una curva con una disminución pronunciada que la acerca a T_{e1} para seguir una tendencia similar, unos grados por encima.

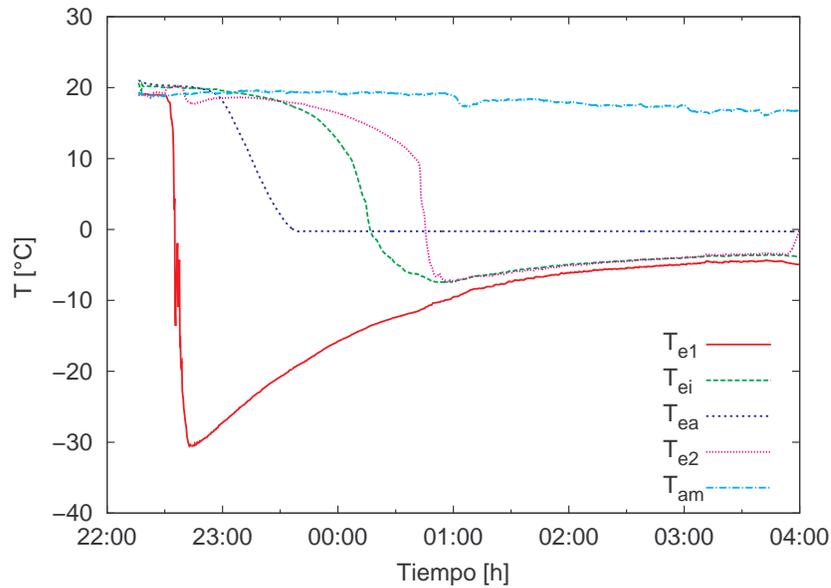


Figura 4.4. Temperaturas durante el proceso de evaporación del día 081217

La temperatura del agua al interior del evaporador T_{ea} disminuye linealmente hasta llegar a 0°C donde inicia el cambio de fase de líquido hacia sólido manifestándose como una línea horizontal de temperatura constante. La temperatura a la salida del evaporador T_{e2} inicia a 20°C describiendo una curva que al principio presenta una disminución lenta para después descender rápidamente hasta llegar a la misma temperatura que T_{ei} donde se unen y continúan la misma tendencia.

La transferencia de calor es una función de la diferencia de temperaturas, en el caso del evaporador la diferencia entre la entrada y la salida. Ésta diferencia es grande las primeras 2 horas del proceso con tendencia a disminuir, indicando que la tasa de transferencia de calor es alta; después de esto la diferencia se reduce, estando T_{e2} solo unos grados arriba de T_{e1} .

La temperatura ambiente, T_{am} , disminuye lentamente debido al horario nocturno de realización de la prueba, esto es de vital importancia porque gracias a este comportamiento se tienen menores pérdidas de energía al ambiente.

La temperatura de la solución, T_s , dentro del absorbedor aumenta constantemente, a causa de la reacción exotérmica que presenta al absorber amoníaco, alcanzando su máximo a la mitad del proceso y posteriormente comienza un ligero descenso.

Las presiones de evaporación se presentan en la figura 4.5. Como el sistema no cuenta con una bomba de circulación el refrigerante fluye por diferencia de presión, se transporta del tanque a una presión P_t hacia el generador/absorbedor que se encuentra a una presión P_g . Al inicio de la prueba se tiene la mayor diferencia de presión y va disminuyendo constantemente,

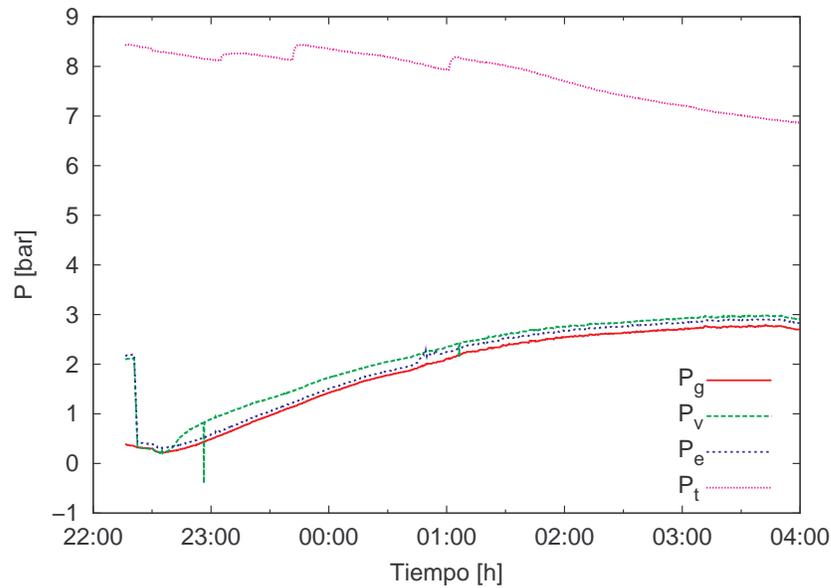


Figura 4.5. Presiones durante el proceso de evaporación del día 081217

es decir P_g y P_t se acercan. La presión del tanque P_t decrece y P_g aumenta. La presión a la salida del tubo capilar P_v y la presión en el evaporador P_e siguen la tendencia de P_g manteniéndose por encima de ésta.

4.3. Resultados del sistema operando con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$

En la siguiente sección se presentan los resultados obtenidos de la operación del refrigerador solar con la mezcla binaria.

En el proceso de generación la presión en el absorbedor y en el condensador es prácticamente la misma, esta presión está en función de la temperatura del tanque de condensado, que a su vez dependerá de la cantidad de calor que se puede extraer del condensador. Entre menor sea la temperatura del agua de enfriamiento se tendrá mayor capacidad de retirar calor, y la presión será menor. Bajo esta premisa se realizan pruebas con diferentes temperaturas de agua de enfriamiento $26^\circ C$, $28^\circ C$ y $30^\circ C$ para cada concentración.

4.3.1. Resultados de las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento

Se tienen 37 pruebas exitosas operando con la mezcla binaria, 13 a una concentración de 48 %, 11 a 49 % y 13 a 50 %, para cada concentración se hacen en promedio 4 pruebas por cada temperatura de enfriamiento.

Las figuras 4.6 a la 4.10 muestran los resultados de estas pruebas, divididos en bloques por cada concentración mientras que la temperatura del agua de enfriamiento es diferenciada por un símbolo; círculo para 26°C, triángulo para 28°C y cuadrado para 30°C.

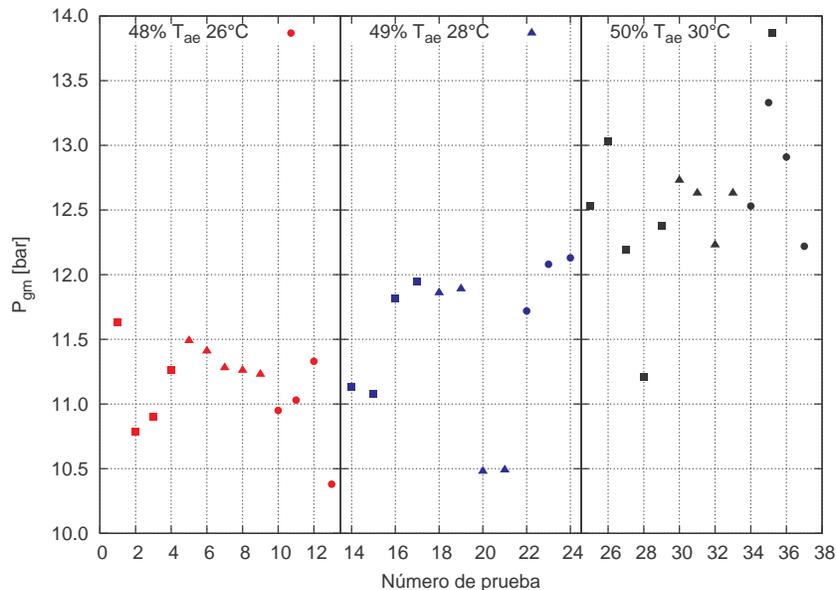


Figura 4.6. Presión máxima de las pruebas con la mezcla binaria

En la figura 4.6 se muestra la presión máxima de cada prueba, es clara la diferencia de la presión por el cambio de concentración pero no se muestra una variación debido a la modificación de temperatura de agua de enfriamiento. Mientras que en la figura 4.7 los datos del volumen generado presentan bastante dispersión, aunque se puede notar una tendencia de incremento al aumentar la concentración.

La cantidad de amoníaco generado se mide en L, se puede conocer la masa generada por medio de la densidad que es calculada a la temperatura del amoníaco dentro del tanque de condensado al final de la prueba, la figura 4.8 muestra los datos de masa de amoníaco generado.

La insolación recibida durante estas pruebas se encuentra en un rango de 17.64 a 23.82 $\frac{MJ}{m^2}$ figura 4.9.

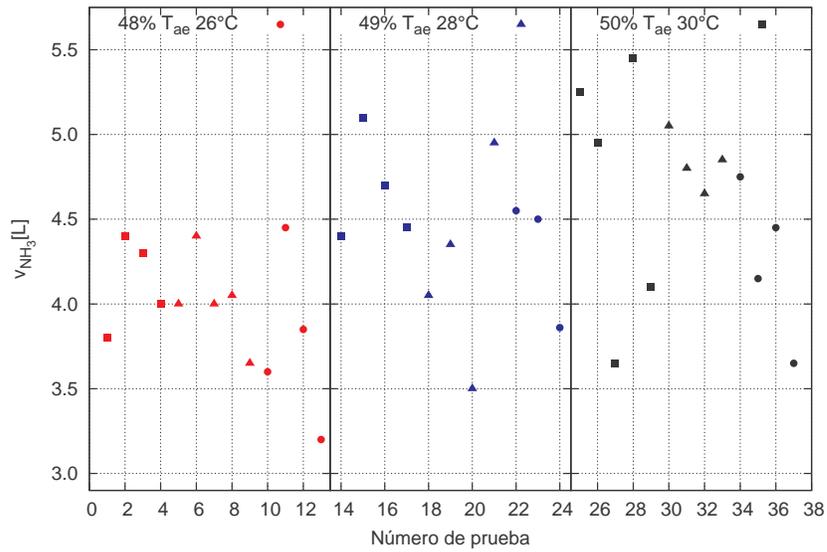


Figura 4.7. Volumen de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla binaria

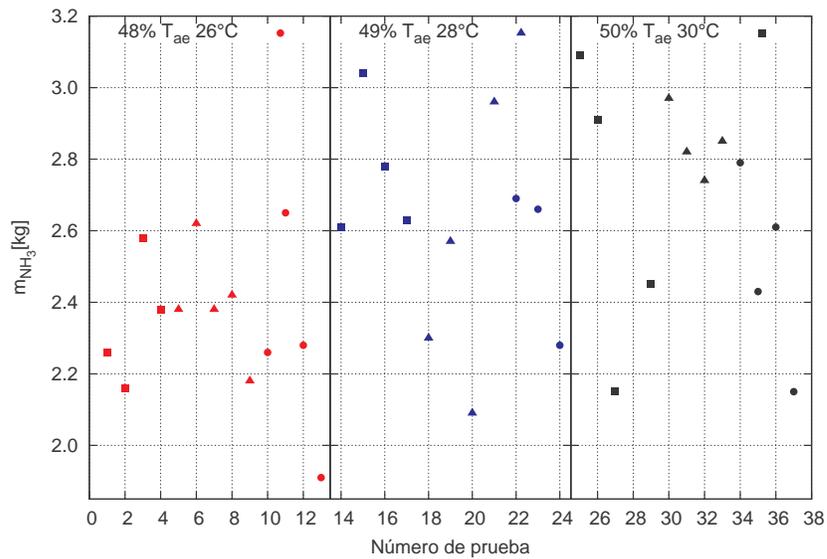


Figura 4.8. Masa de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla binaria

Como se ha mencionado antes el volumen de amoniaco generado no es un parámetro que se pueda comparar debido a la gran cantidad de variables no controlables en el proceso de experimentación, por esto se recurre al COPE como parámetro de comparación entre las pruebas. Los valores de este parámetro en las pruebas se aprecian en la figura 4.10, con un valor mínimo de 0.0420 y un máximo de 0.0680.

En las figuras de la 4.11 a la 4.13 se representan los valores medios de los parámetros

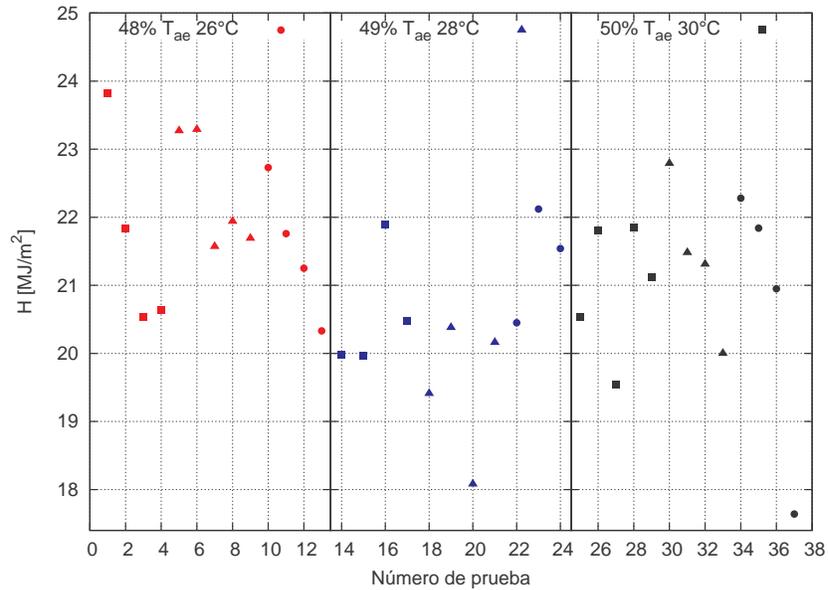


Figura 4.9. Insolación recibida durante las pruebas con la mezcla binaria

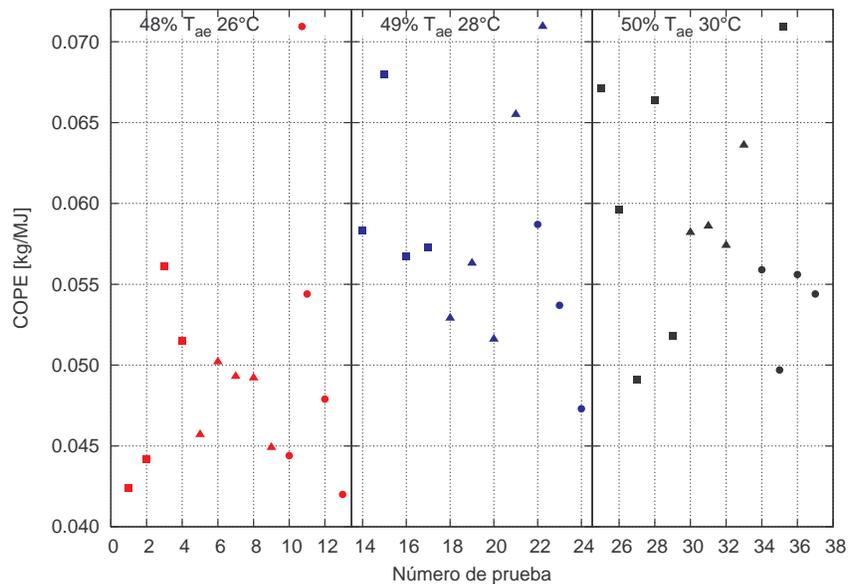


Figura 4.10. COPE de las pruebas con la mezcla binaria

comparados con su respectivo error estándar, separados en bloques por concentración y cada bloque contiene los valores a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento distinguidos por diferentes símbolos. Se aprecian tres comportamientos entre las medias de los parámetros como se describe a continuación:

- Las medias son muy parecidas como lo muestran los valores del COPE para 48% y de la eficiencia del CPC para 48% y 49%.

- Dos medias son parecidas y una diferente como el volumen generado para 49 % y 50 %, el COPE para 50 % y la eficiencia del CPC para 50 %.
- Los valores de las medias son diferentes con una tendencia de aumento lineal como el volumen generado para 48 % y el COPE de 49 %.

El error estándar al estar en función de la desviación estándar nos da idea de la dispersión de los datos con respecto a la media, en las figuras de los datos estadísticos se muestran las líneas de error estándar y es claro que en la mayoría de los casos las barras de error incluyen los valores de las pruebas contiguas.

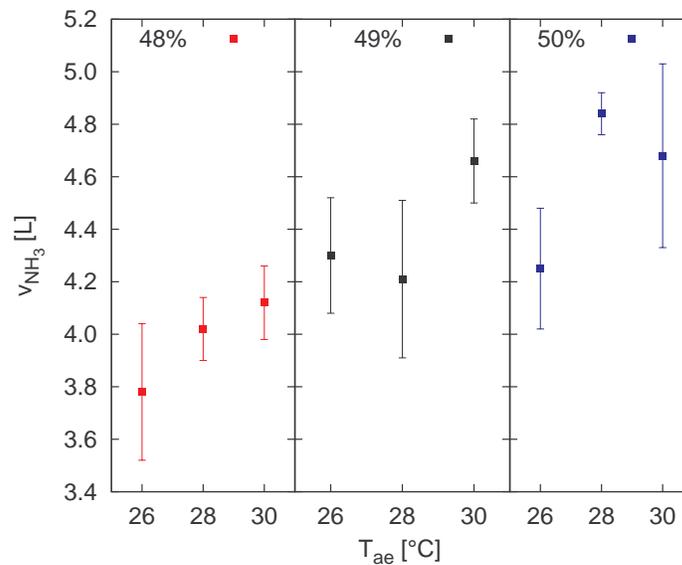


Figura 4.11. Valores promedio del volumen generado en las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento

Para comparar los datos y dar un veredicto, después de realizar el análisis estadístico de cada parámetro se aplicaron pruebas de significancia para obtener información acerca de la igualdad de las medias para los casos de comparación. Primero se aplicó una prueba F [50] para conocer si las desviaciones estándar son iguales y posteriormente la prueba t correspondiente para conocer si las medias son diferentes.

Sea la hipótesis H_0 cierta, si las medias son iguales y H_1 la hipótesis opuesta. Cuando el estadístico t es mayor que el valor crítico ($t > t_c$), la hipótesis H_0 se rechaza, calculando los valores críticos con un nivel de confianza de 95 %.

Una vez realizadas las pruebas de significancia se concluyó que no hay diferencia entre el volumen, la eficiencia del CPC, ni el COPE al cambiar la temperatura de agua de enfriamiento

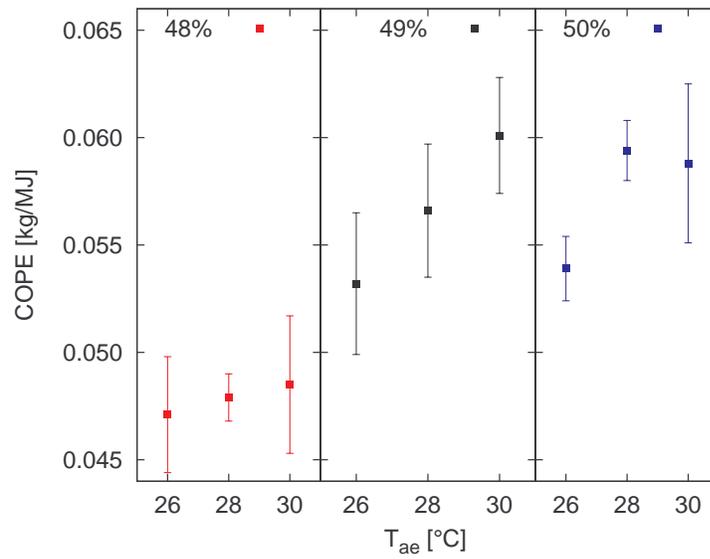


Figura 4.12. Valores promedio del COPE de las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento

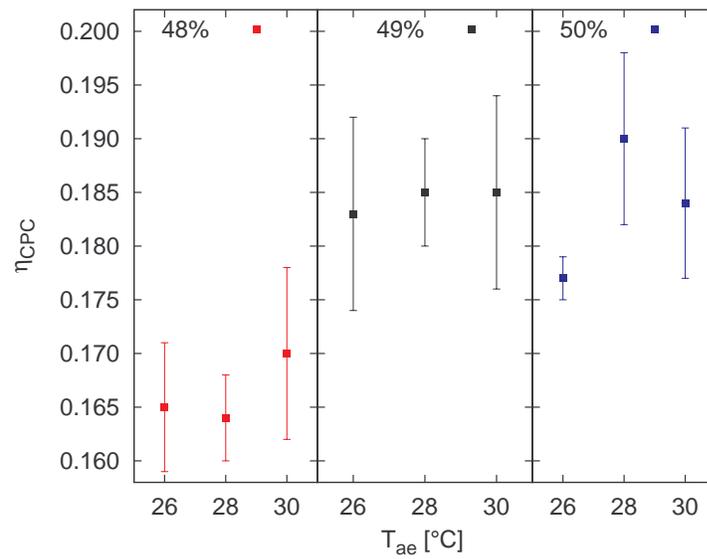


Figura 4.13. Valores promedio de la eficiencia del CPC para las pruebas a diferentes temperaturas de agua de enfriamiento

para cada concentración. Así que desde ahora se tratarán las pruebas como conjuntos por concentración despreciando los cambios de temperatura de agua de enfriamiento.

4.3.2. Resultados de las pruebas a diferentes concentraciones

Las pruebas se agruparon por concentración, se realizó de nuevo el análisis estadístico y las pruebas de significancia para saber si existen cambios en los parámetros.

Los valores promedio de los parámetros se presentan en la figura 4.14 para las 3 concentraciones, a continuación se detalla la información.

El valor promedio del volumen de amoniaco generado aumentó 42 mL al cambiar de la concentración de 48 % a 49 %, y 20 mL de 49 % a 50 %, figura 4.14.

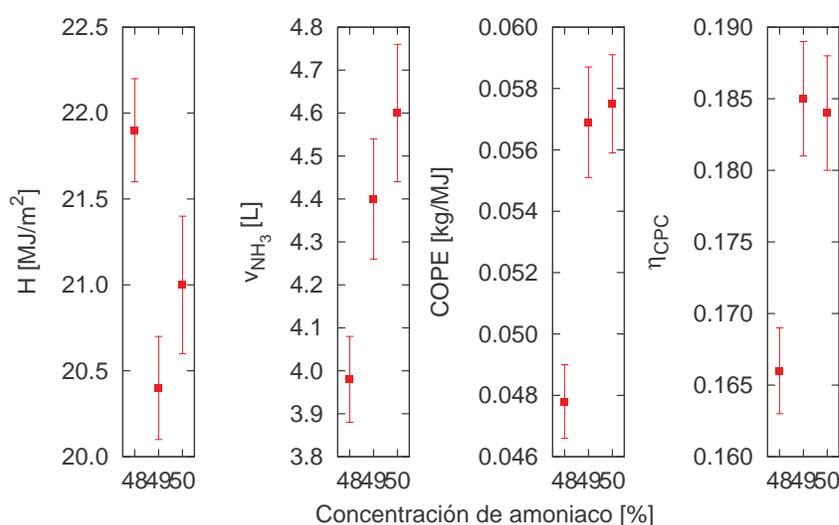


Figura 4.14. Valores promedio del volumen generado, insolación recibida, COPE obtenido y eficiencia de CPC en las pruebas a diferentes concentraciones

El promedio de la insolación recibida durante las pruebas se encuentra dentro de un rango de 20.4 a 21.9 $\frac{MJ}{m^2}$. Las pruebas realizadas con la menor insolación son las de concentración de 49 %, estando cercana la insolación para 50 % con 21.0 $\frac{MJ}{m^2}$.

El menor COPE promedio fue el obtenido con 48 % de concentración, mientras que el valor para 50 % tuvo un aumento de 20 % con respecto de 48 %, siendo mayor que el de 49 % pero muy cercano. Esto indica que en las pruebas a 50 % de concentración se genera mayor cantidad de amoniaco por unidad de energía que las demás, es decir tiene un mejor rendimiento. Como se vio anteriormente la insolación para 50 % fue menor que la de 48 % es por esto se estima que se obtendría mayor volumen de amoniaco si se trabajara con la concentración de 50 % en días con mejor insolación.

La eficiencia del CPC es función de las propiedades del fluido de trabajo, la concentración de 49 % presentó la mayor eficiencia con un valor de 18.5 %, estando muy cercano el valor

Tabla 4.3. Resultados de las pruebas de significancia para la mezcla binaria

Comparación de medias	H	v_{NH_3}	COPE	η_{CPC}
48 % y 49 %	H_1	H_1	H_1	H_1
49 % y 50 %	H_0	H_0	H_0	H_0
48 % y 50 %	H_0	H_1	H_1	H_1

de las pruebas a 50 %, mejorando en dos puntos porcentuales con respecto a las pruebas con 48 % de concentración.

Al realizar las pruebas de significancia como se describe anteriormente en la página 83 se encontró que existe diferencia en el volumen generado, el COPE y la eficiencia del CPC, entre las pruebas de 48 % de concentración y las de 49 % como lo indica la tabla 4.3. Sin embargo no existe diferencia entre los parámetros de las pruebas a 49 % y los de 50 % de concentración.

4.4. Resultados del sistema operando con la mezcla $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$

Se realizaron 18 pruebas operando el equipo con la mezcla ternaria a tres concentraciones diferentes 10 %, 20 % y 25 % de agua sobre absorbente, con 6 pruebas por concentración. Debido a que los resultados estadísticos anteriores mostraron que el cambio de temperatura de agua de enfriamiento no tiene efecto en el rendimiento de la etapa de generación, para este bloque de pruebas no se varió la temperatura de agua de enfriamiento, fijándola en 30°C, de esta forma se consume menos energía para el enfriamiento.

En las figuras de la 4.15 a la 4.19 se muestran los datos de volumen de amoniaco generado, la cantidad correspondiente de masa, la insolación recibida, COPE y eficiencia del CPC recopilados de las pruebas operando el refrigerador con la mezcla ternaria. En estas figuras se aprecia que la dispersión de los datos para estas pruebas es mucho menor que las pruebas con la mezcla binaria.

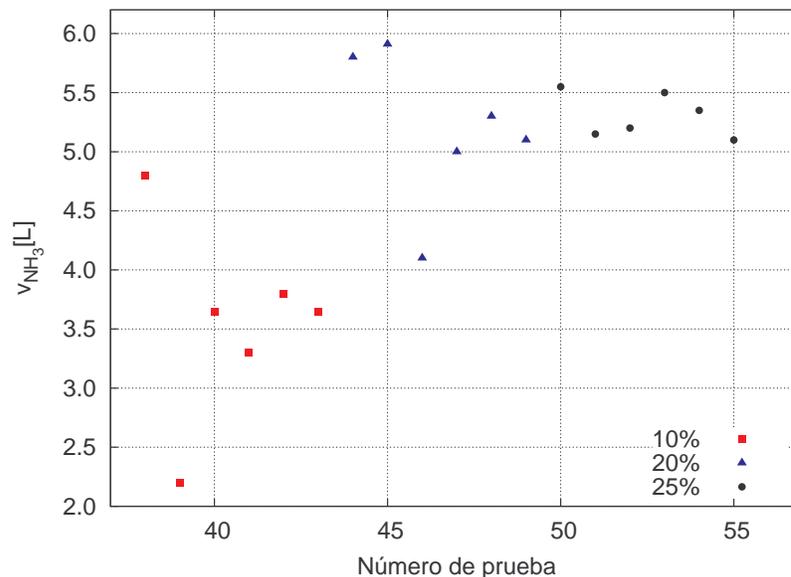


Figura 4.15. Volumen de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla ternaria

En una prueba al 20 % de concentración se obtuvo 5.91 L (3.77 kg) de amoniaco, el mayor valor producido en estas pruebas y la menor producción se obtuvo en una prueba al 10 % con 2.2 L (1.29 kg) correspondiendo a la prueba de menor insolación recibida con valor de $12.54 \frac{MJ}{m^2}$ figura 4.15. El rango de insolación para las pruebas fue de $12.54 \frac{MJ}{m^2}$ a $24.47 \frac{MJ}{m^2}$, como se aprecia en la figura 4.17.

La tendencia del COPE para las pruebas con la mezcla ternaria fue muy clara, figura

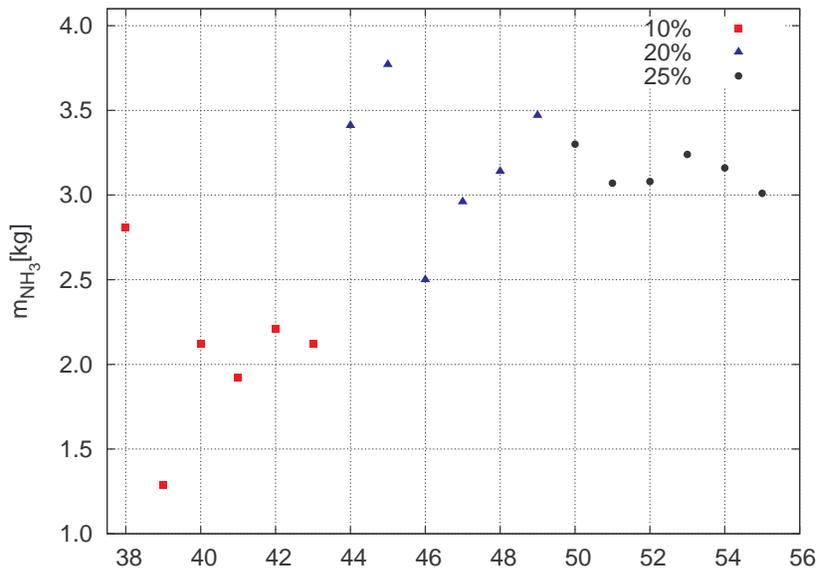


Figura 4.16. Masa de amoniaco generado en las pruebas con la mezcla ternaria

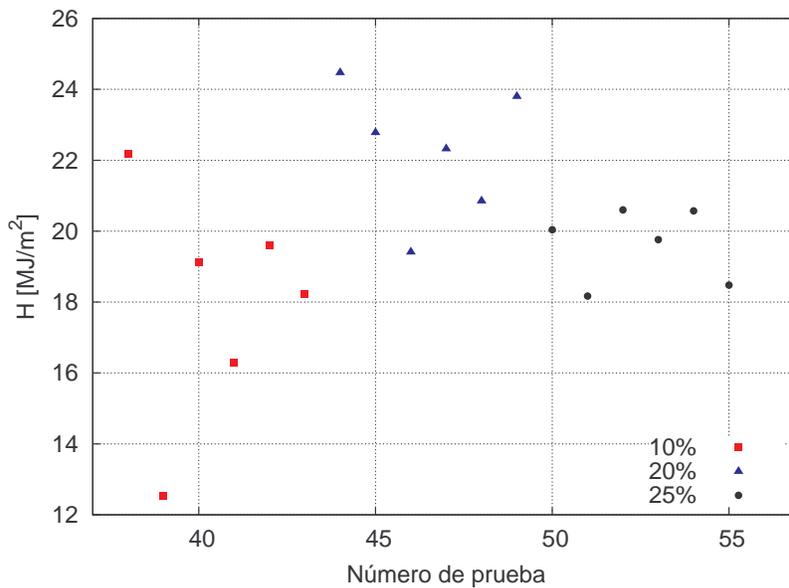


Figura 4.17. Insolación recibida durante las pruebas con la mezcla ternaria

4.18, crece al aumentar la concentración mientras, que los datos de la eficiencia CPC no presentan una tendencia tan clara debido a la gran dispersión de los valores, pero al comparar los datos estadísticos figura 4.20 se corrobora que la eficiencia aumenta al incrementarse la concentración.

El análisis estadístico arroja información importante sobre las pruebas, las gráficas con los valores promedio de los parámetros importantes se presentan en la figura 4.20.

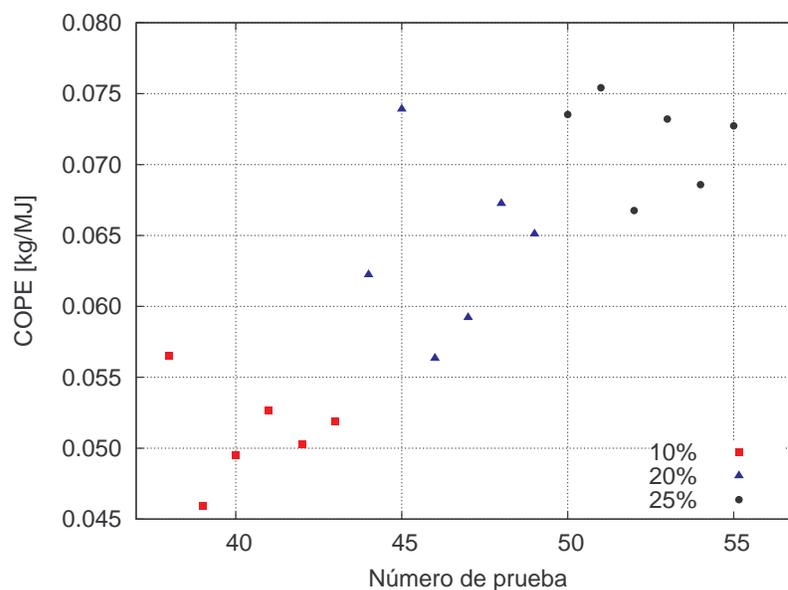


Figura 4.18. COPE de las pruebas con la mezcla ternaria

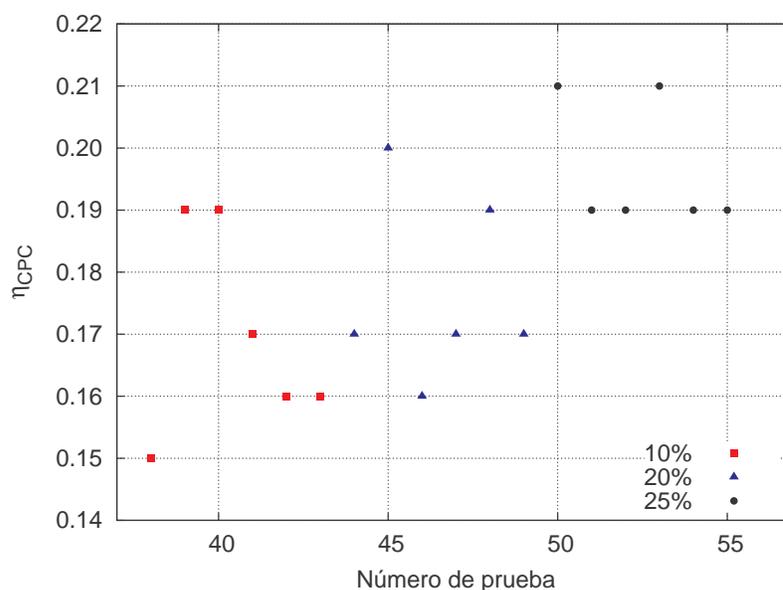


Figura 4.19. Eficiencia del CPC de las pruebas con la mezcla ternaria

El valor medio del volumen generado de amoniaco es de 3.57 L (2.07 kg) para la concentración de 10 %, aumentando en 46 % para la concentración de 20 % con un valor de 5.2 L (3.21 kg); la concentración de 25 % presentó el mayor volumen promedio generado con 5.31 L (3.14 kg). Así mismo los valores promedios del COPE presentan una tendencia de incremento al aumentar la concentración con diferencias significativas, el COPE mayor se reporta para la concentración de 25 % con un valor de 0.0717. La energía recibida debida a la radiación solar en promedio fue mayor para las pruebas de 20 %, si el rendimiento mostrado

por el COPE es el más alto para las pruebas del 25 % y en promedio recibieron menos energía, se puede esperar que en días con mayor insolación el refrigerador operando con la mezcla ternaria a 25 % de concentración genere aún más de 5.31 L (3.14 kg). La eficiencia del CPC en promedio para 10 % es muy parecida a la de 20 %, siendo la mayor la presentada en las pruebas de 25 % con un valor de 0.197.

Los resultados de las pruebas comparativas de medias se muestran en la tabla 4.4, la información manifiesta que estadísticamente fueron iguales: el volumen de amoníaco generado en las pruebas de 20 % y 25 %, la eficiencia de CPC en las pruebas de 10 % y 20 % y la insolación en las pruebas de 10 % y 25 %. El COPE es diferente para todas las concentraciones y existe diferencia entre la eficiencia del CPC para las concentraciones de 20 % y 25 %.

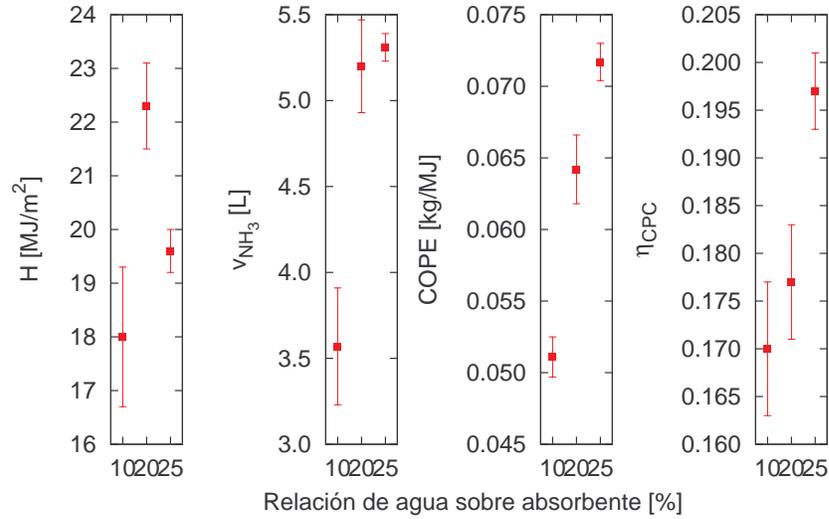


Figura 4.20. Valores promedio del volumen generado, insolación recibida, COPE obtenido y eficiencia de CPC en las pruebas con la mezcla ternaria

Tabla 4.4. Resultados de las pruebas de significancia para al mezcla ternaria

Comparación de medias	H	v_{NH_3}	COPE	η_{CPC}
10 % y 20 %	H_1	H_1	H_1	H_0
20 % y 25 %	H_1	H_0	H_1	H_1
10 % y 25 %	H_0	H_1	H_1	H_1

4.4.1. Proceso de evaporación con la mezcla ternaria

En la figura 4.21 se observan las temperaturas del proceso de evaporación del día 27 de noviembre del 2009 que empezó a la 1:00 a.m. y terminó a las 9:00 a.m. con una producción de hielo de 2.37 kg figura 4.22, que fue la producción máxima durante toda la experimentación. La temperatura a la salida de la válvula (T_v) tiene una caída repentina a la 1:00 a.m hasta los -27°C , hora que corresponde a la apertura automática de la válvula con lo que se da inicio a la etapa de evaporación. Después de esta caída aumenta rápidamente hasta alcanzar los -9°C aproximadamente y disminuye su crecimiento, ésta temperatura se mantiene por debajo de los 0°C por un periodo mayor a 5 horas. La caída abrupta de temperatura corresponde a la caída de presión que experimenta el amoniaco líquido al llegar a la salida del tubo capilar, la presión en el absorbedor en ese instante es muy cercana 0.36 bar. Debido a que la solución absorbe el vapor de amoniaco proveniente del evaporador aumenta su presión paulatinamente, manteniéndose por debajo de los 3 bar hasta las 8:00 de la mañana donde comienza a subir rápidamente por efecto de la radiación solar. La figura 4.22 muestra un pedazo del hielo producido donde se puede apreciar su grosor.

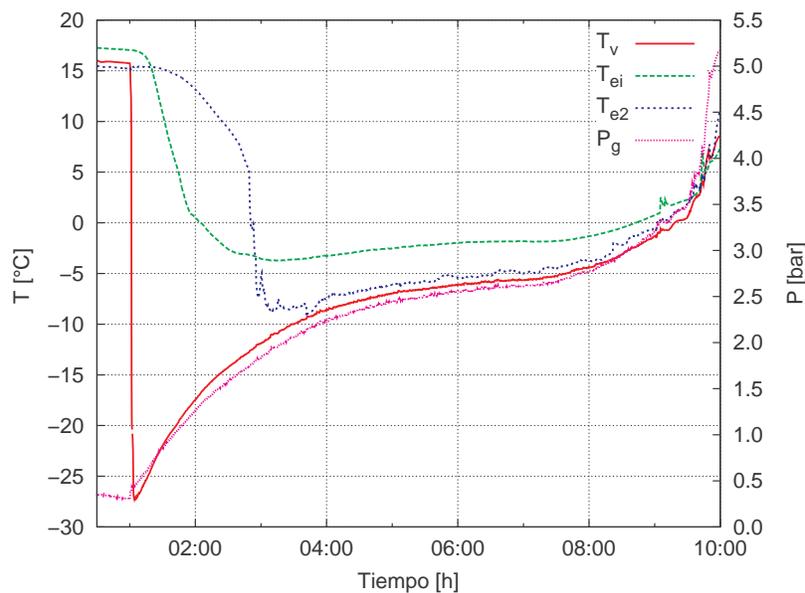


Figura 4.21. Temperaturas y presión durante el proceso de evaporación del 091127

La figura 4.23 muestra los valores de la presión y la temperatura a la salida del tubo capilar durante la prueba del día 091127 y las líneas de equilibrio de la mezcla amoniaco-agua a 96 %, 98 % y 100 % de concentración reproducidas con la ecuación que reporta Conde [51]. Cabe mencionar que los sensores miden presión manométrica, por lo tanto para comparar las mediciones con los valores de presión de equilibrio se deben convertir de presión manométrica a presión absoluta. Para esto se le suma la presión atmosférica local de 0.863



Figura 4.22. Placa de hielo producido el 091128

bar, correspondiente a la presión a una altitud de 1280 m.

La línea de saturación del amoníaco, correspondiente a la concentración de 100 %, se encuentra por debajo de la línea continua que representa los datos experimentales de presión y temperatura a la salida de la válvula. Por otro lado los datos experimentales no rebasan la línea de equilibrio de 98 % de concentración indicando que el amoníaco que se está evaporando contiene trazas de agua, es decir es una mezcla amoníaco-agua con una concentración mayor a 98 %.

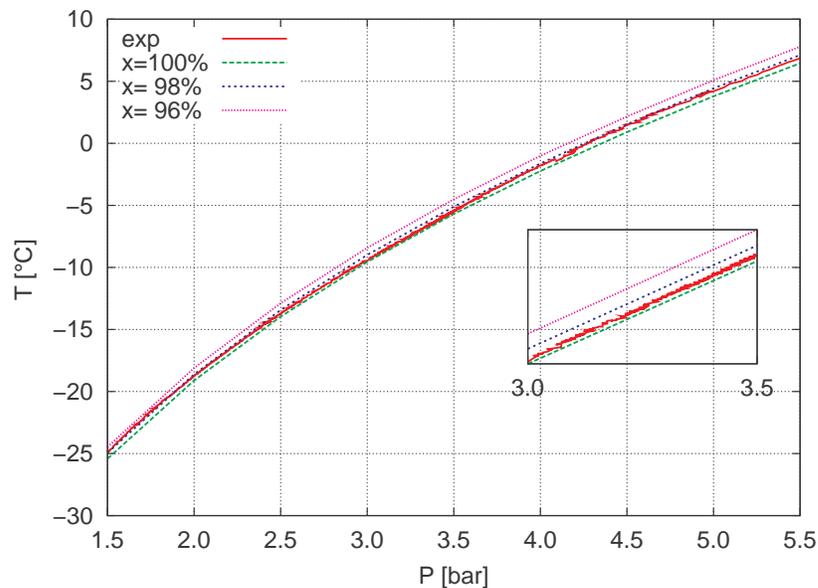


Figura 4.23. Presión y temperatura a la salida del tubo capilar comparado con líneas de equilibrio amoníaco-agua

Podría pensarse que las trazas de agua son debidas al uso de la mezcla ternaria. Sin embargo en la figura 4.24 se muestra la comparación del estado de equilibrio amoniaco-agua con datos experimentales de la prueba de evaporación del día 081217, una prueba operando con la mezcla binaria. Se puede observar que los datos de la prueba se encuentran entre las líneas de equilibrio amoniaco-agua con concentraciones de 98 % y 100 %. Concluyendo, se tienen trazas de agua en el amoniaco condensado debido a la gran afinidad que hay entre estos componentes. La concentración de amoniaco es mayor a 98 %, la cantidad que se tiene de agua en la mezcla no representa problemas en la evaporación y se presenta en la operación del refrigerador para ambas mezclas, tanto binaria como ternaria.

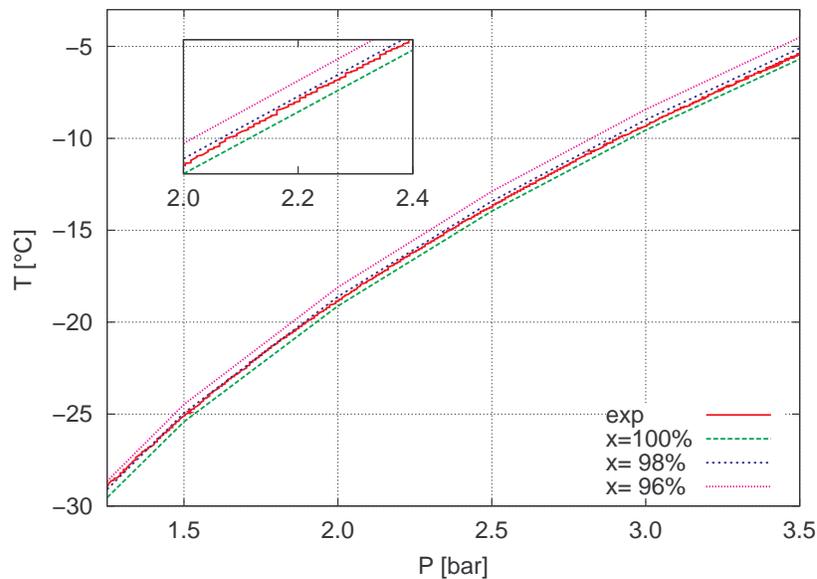


Figura 4.24. Presión y temperatura de equilibrio para la mezcla amoniaco-agua a altas concentraciones

El proceso de evaporación no siempre fue exitoso debido a problemas técnicos con el tubo capilar como la presencia de obstrucciones. La válvula de aguja no presenta estos problemas pero requiere de atención continua para regular el flujo impidiendo la automatización del inicio del proceso. En algunos casos donde no había obstrucción del tubo capilar se notó que no se producía hielo, como el día 091127. Analizando las propiedades a la salida del tubo capilar en la figura 4.25 para ésta prueba se puede ver que la presión esta por encima de los 3 bar la mayor parte del proceso, provocando una temperatura mayor a 0°C, por lo cual es imposible la producción de hielo.

Con la mezcla ternaria se alcanzan presiones de operación mayores a las alcanzadas con la mezcla binaria, por esto para tener una buena evaporación con producción de hielo se debe esperar a que la presión este por debajo de 1 bar para iniciar la prueba, de tal manera que

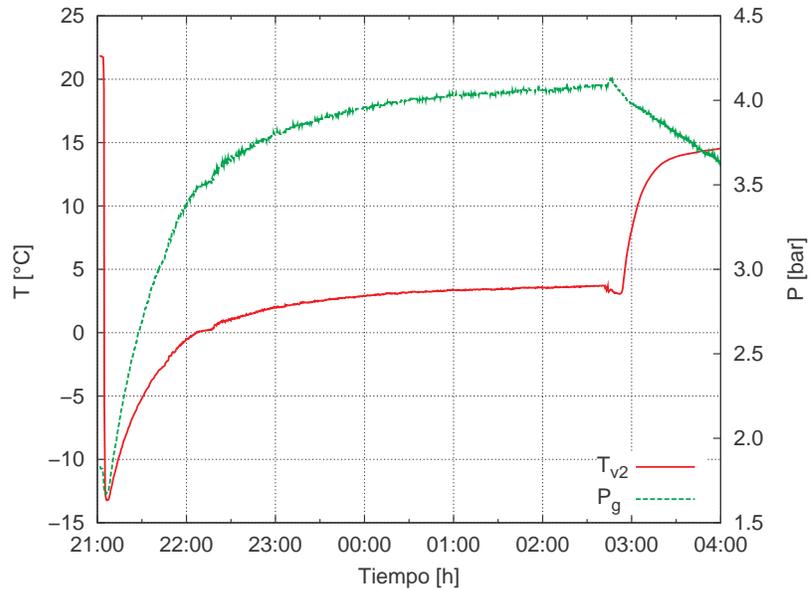


Figura 4.25. Presión y temperatura a la salida del tubo capilar del 091209

cuando absorba el vapor de amoníaco la presión no alcance los 3 bar con una temperatura menor de $0^{\circ}C$. Para la mezcla ternaria el tiempo de espera entre la etapa de generación y evaporación es mayor que para la mezcla binaria. Se recomienda ampliamente que el inicio de la etapa de evaporación se realice en la madrugada cuando la presión haya bajado lo suficiente.

4.5. Comparación del funcionamiento del sistema operando con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$ y $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$

Al operar el refrigerador con diferentes mezclas se pueden encontrar diferencias importantes en los parámetros de operación, en esta sección se compara la información recopilada para cada mezcla con el objetivo de encontrar sus diferencias y conocer su ventajas y desventajas.

Los parámetros como la presión y la temperatura, que dependen de las propiedades de la mezcla, muestran diferencias importantes como se ve en la figura 4.26 donde se presenta la presión máxima en el generador/absorbedor, P_{gm} , de cada prueba. Para el caso de la mezcla binaria la presión máxima aumenta conforme aumenta la concentración de amoníaco, al contrario en la mezcla ternaria se muestra una disminución de la presión máxima al aumentar la cantidad de agua en el absorbente. La mínima presión para la concentración de 25 % de agua sobre absorbente para la mezcla ternaria es parecida a la máxima presión obtenida en las pruebas de 50 % de amoníaco en la mezcla binaria. Conforme a la tendencia se podría esperar presiones máximas operando a 30 % de agua en el absorbente de la mezcla ternaria parecidas a las obtenidas operando a 50 % de amoníaco de la mezcla binaria.

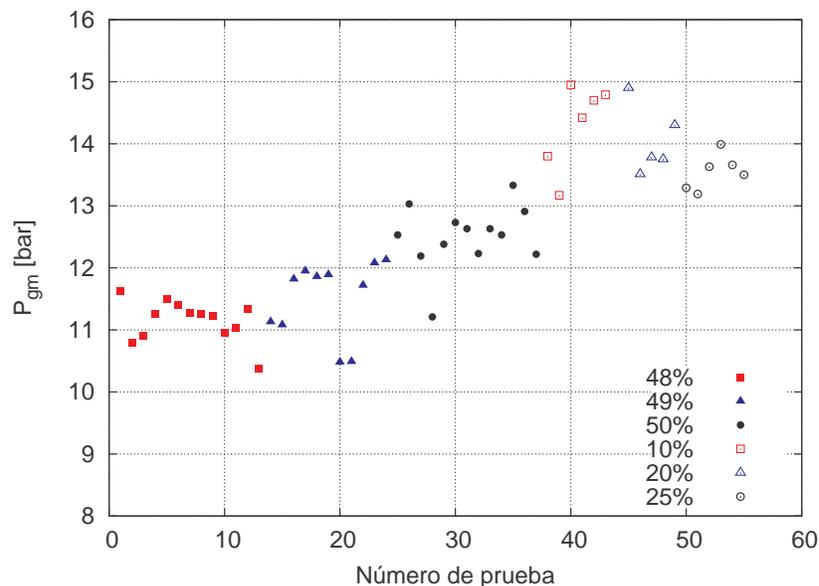


Figura 4.26. Presión máxima en el generador de las pruebas con la mezcla binaria y ternaria

La temperatura máxima de la solución en las pruebas se presenta en la figura 4.27, se puede ver que los datos de la mezcla binaria presentan gran dispersión pero la mayoría se mantienen en un rango de $105^{\circ}C$ a $112^{\circ}C$, por otro lado en la mezcla ternaria se nota una

disminución de la temperatura máxima al aumentar la concentración, con temperaturas de la solución de entre $95^{\circ}C$ y $100^{\circ}C$ para la concentración de 25 %.

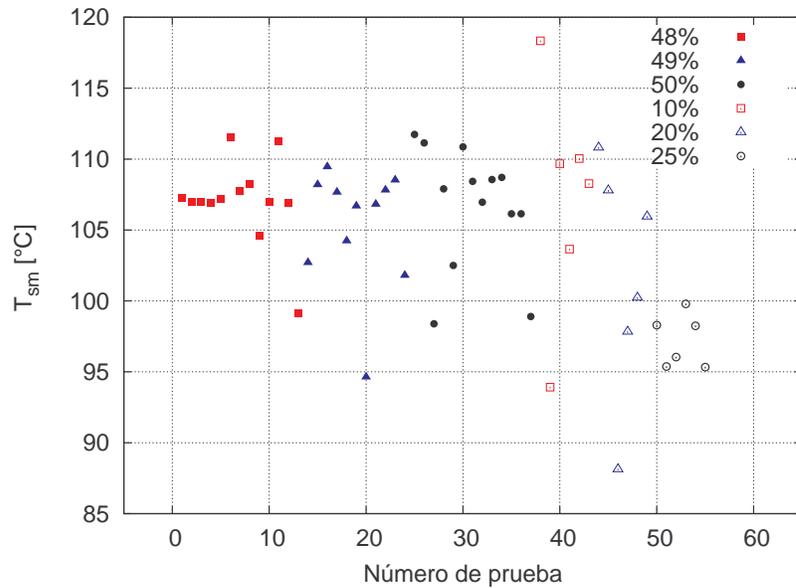


Figura 4.27. Temperatura máxima de la solución de cada una de las pruebas

Para corroborar la diferencia entre la temperatura máxima de la solución, la temperatura al inicio de la generación y la presión entre las pruebas operando a diferentes concentraciones y diferentes mezclas se realizó el análisis estadístico y las pruebas de significancia correspondientes. Los datos estadísticos se muestran en la figura 4.28 y los resultados de las pruebas de significancia se observan en la tabla 4.5. Entre los datos de presión se encontraba un valor muy alejado de la media por esto se realizaron pruebas de discordancia y se eliminaron de la muestra los datos desviados.

En la tabla 4.5 se puede ver entre cuales de las concentraciones existe diferencia en el valor de las propiedades. Existe diferencia de la presión máxima del generador entre 49 % y 50 % de la mezcla binaria, entre 10 % y 25 % de la mezcla ternaria y entre 50 % de la mezcla binaria y 25 % de la ternaria. Así como existe diferencia en la temperaturas máxima de la solución entre 10 % y 25 % de la mezcla ternaria y entre 50 % de la mezcla binaria y 25 % de la ternaria. La temperatura de inicio de la generación es diferente entre la mezcla binaria de 49 % y 50 % de la mezcla binaria y entre 50 % de la mezcla binaria y 20 % de la mezcla ternaria.

Como se mencionó anteriormente la tendencia de los valores medios de la presión máxima en las pruebas son directamente proporcionales al aumento de concentración y para la mezcla ternaria la relación es inversamente proporcional al aumento de concentración de agua sobre absorbente, la pruebas estadísticas presentan que las presiones entre 50 % de la mezcla

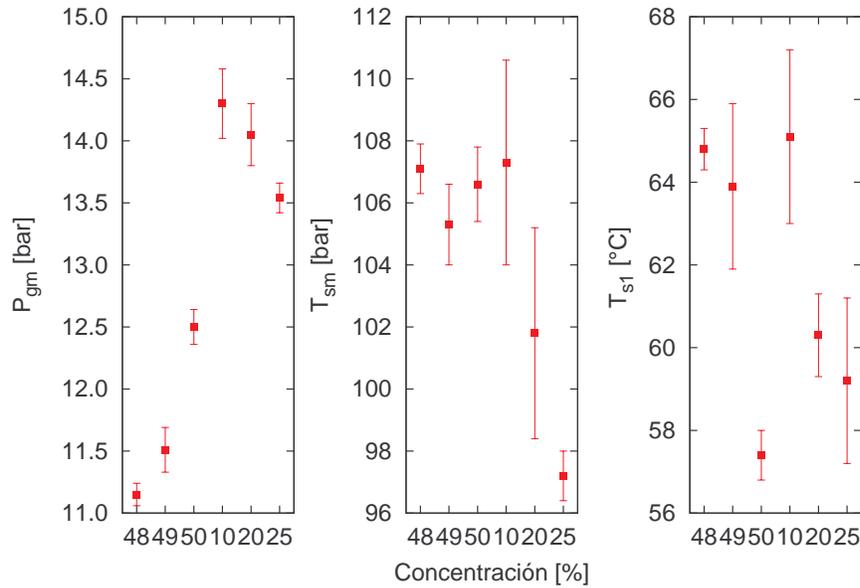


Figura 4.28. Temperatura de la solución y presión en el generador de las pruebas para ambas mezclas

binaria y 25 % la mezcla ternaria son diferentes, siendo mas alta la de la presión a 25 %. La temperatura máxima de la solución es similar estadísticamente para todas las concentraciones de la mezcla binaria, incluso son estadísticamente similares las medias de 50 % de la mezcla binaria comparadas con las medias de 10 % y 20 % de la ternaria. Existe diferencia entre la temperatura máxima de la solución entre 50 % de la mezcla binaria y la de 25 %, presentado el valor menor la media de la mezcla ternaria al 25 % de agua sobre absorbente.

Los valores de temperatura al inicio de la generación presentan una tendencia de disminución para ambas mezclas, binaria y ternaria. Al analizar los resultados de las pruebas de significancia se encuentra que para la mezcla binaria el valor de 50 % es diferente comparándolo con 49 % , sin embargo los valores son estadísticamente iguales para las 3 concentraciones de la mezcla ternaria; presentando igualdad de medias entre 50 % de la mezcla binaria y 25 % de la ternaria.

La concentración de 50 % registra el valor mayor de la presión máxima en el generador en las pruebas de la mezcla binaria. La concentración de 25 % registra el valor menor de la presión máxima en el generador en las pruebas de la mezcla ternaria. Estadísticamente existe diferencia entre estos valores, por lo tanto la presión para 25 % es mayor que la de 50 % con una diferencia de 1 bar.

La concentración de 25 % presenta el menor valor promedio de la temperatura máxima de la solución con 97.2 °C, difiriendo estadísticamente con el valor para 50 % de la mezcla binaria de 106.6 °C.

Tabla 4.5. Resultados de las pruebas de significancia de la comparación de las propiedades

Comparación de medias	P_{gm}	T_{sm}	T_{s1}
48 % y 49 %	H_0	H_0	H_0
49 % y 50 %	H_1	H_0	H_1
48 % y 50 %	H_1	H_0	H_1
10 % y 20 %	H_0	H_0	H_0
20 % y 25 %	H_0	H_0	H_0
10 % y 25 %	H_1	H_1	H_0
50 % y 10 %	-	H_0	-
50 % y 20 %	-	H_0	H_1
50 % y 25 %	H_1	H_1	H_0

La temperatura al inicio de la generación es estadísticamente igual para 50 % de la mezcla binaria y 25 % con la mezcla ternaria.

Para saber si es determinante la hora de inicio de las pruebas se graficó el volumen generado de amoníaco en función de la hora de inicio de la prueba figura 4.29 y no se encontró una tendencia marcada, así que la cantidad de amoníaco generado no depende de la hora de inicio de la prueba siempre que se encuentre en un rango de 8:00 a 9:30.

La fuente de energía del refrigerador es la insolación recibida a través de la superficie del captador que es transformada en energía térmica en el receptor del CPC, teóricamente existe una relación entre el volumen generado de amoníaco y la insolación recibida, esto se comprueba para la mayoría de los casos con los gráficos presentados en las figuras 4.30 y 4.31, se graficó el volumen en función de la insolación separando los datos por concentración y se buscaron correlaciones lineales.

Para comprobar la correlaciones lineales se aplican dos pruebas de linealidad: se compara el coeficiente de correlación lineal r con un valor crítico para $n-2$ grados de libertad y si el intervalo de confianza de a no incluye al cero, ambos en un intervalo de confianza de 95 %. Los resultados de las pruebas se muestran en la tabla 4.6. Donde la hipótesis H_0 es que no existe correlación entre las variables y H_1 la hipótesis contraria. Cuando existe una correlación lineal, ésta es representada con una ecuación de la forma:

$$y = (a \pm s_a) \cdot x + (b \pm s_b) \quad (4.6)$$

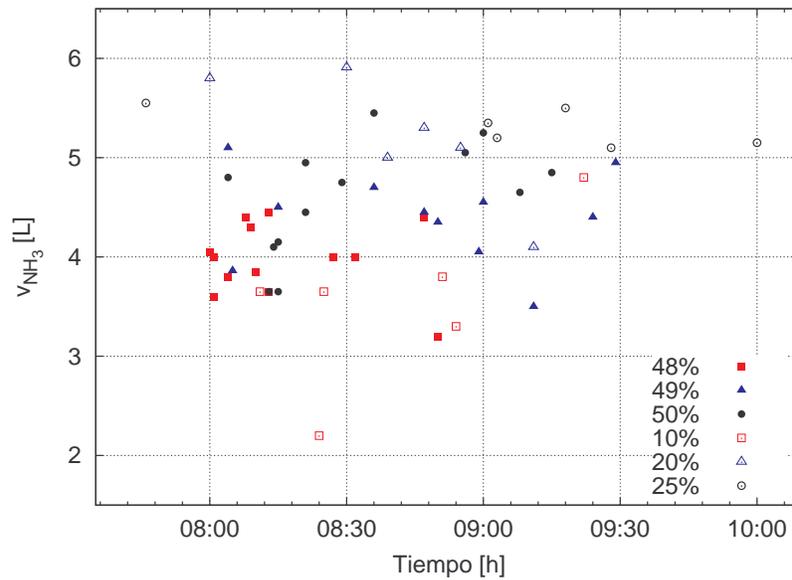


Figura 4.29. Volumen de amoniaco en función de la hora de inicio de la prueba

Las relaciones que cumplen con las pruebas de linealidad sobre la relación que existen entre el volumen y la insolación se marcan con la línea de correlación en las figuras 4.30 y 4.31. Se observa que dos de las concentraciones no presenta correlación entre estas variables la de 48 % de la mezcla binaria y la de 20 % de la mezcla ternaria, aunque sabemos que existe esta relación.

Por otra parte en la figura 4.32 se encuentran indicados los valores de presión y temperatura del amoniaco cuando se encuentra en estado de saturación, es decir la línea de saturación [52]. Los datos graficados corresponden a la presión máxima en el generador obtenida en cada prueba con la temperatura a la salida del condensador correspondiente. Se observa que los datos de las pruebas con la mezcla binaria y la de 10 % de la mezcla ternaria coinciden con la línea de saturación; los datos de las pruebas con la mezcla ternaria a 20 % y 25 % se encuentran por encima de la línea de saturación indicando un estado de líquido saturado, podría erróneamente pensarse que no están sobre la línea de saturación debido a la presencia de agua dentro del tanque de condensados pero si esto sucediera la presión sería menor a la de saturación.

El siguiente paso al cual nos lleva esta discusión es conocer el porqué la temperatura a la salida del condensador es diferente a la temperatura de saturación para las pruebas de la mezcla ternaria con concentraciones de 20 % y 25 %, si es un comportamiento debido a la mezcla o a algún otro parámetro. En esta búsqueda se encuentra que existe una relación entre la temperatura a la salida del condensador y la temperatura ambiente como se muestra en la figura 4.33, donde se observa una relación lineal.

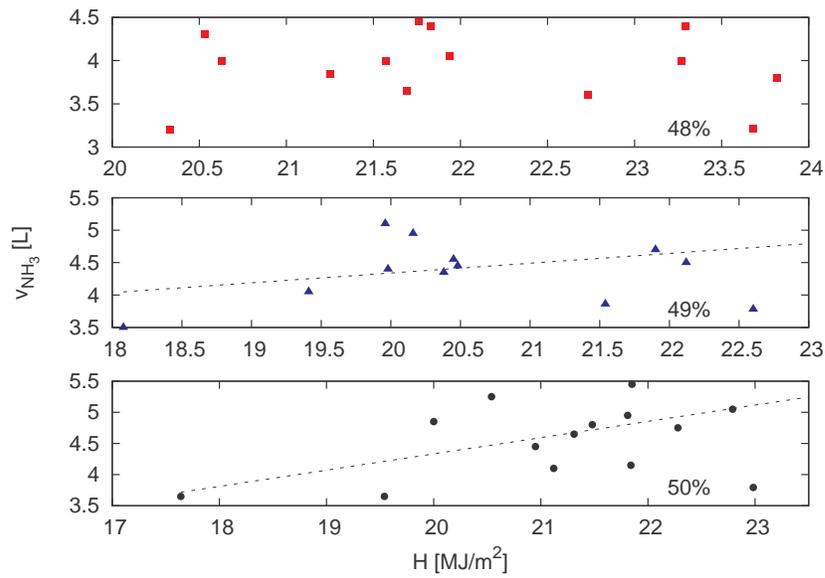


Figura 4.30. Volumen generado de amoniaco en función de la insolación recibida para las concentraciones con la mezcla binaria

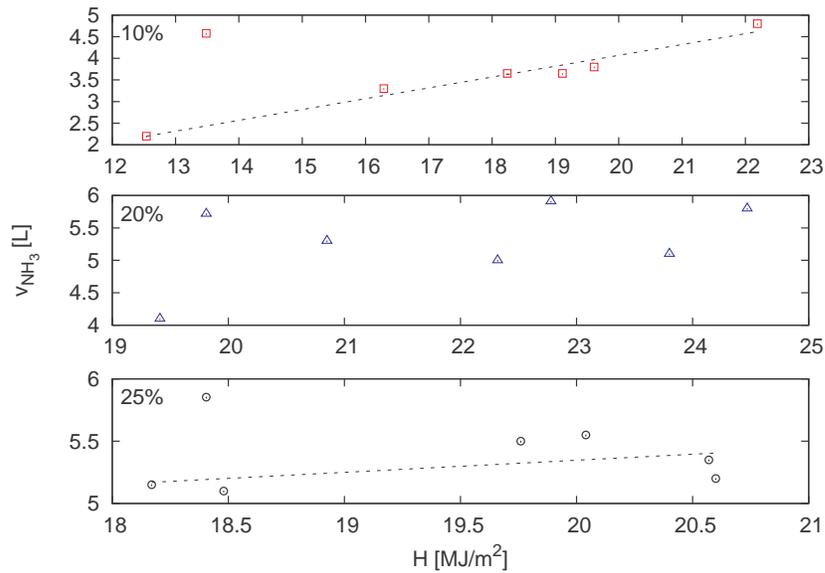


Figura 4.31. Volumen generado de amoniaco en función de la insolación recibida para las concentraciones con la mezcla ternaria

Tabla 4.6. Pruebas de linealidad

x	x	y	$a \pm s_a$	$b \pm s_b$	n	r	H
48 %	H	v_{NH_3}	0.05 ± 0.10	2.84 ± 2.15	13	0.158	H_0
49 %	H	v_{NH_3}	0.179 ± 0.035	-2.86 ± 2.28	11	0.865	H_1
50 %	H	v_{NH_3}	0.150 ± 0.016	-0.4 ± 1.0	13	0.941	H_1
10 %	H	v_{NH_3}	0.024 ± 0.076	5.1 ± 1.6	6	0.847	H_1
20 %	H	v_{NH_3}	0.15 ± 0.06	1.8 ± 3.6	6	0.783	H_0
25 %	H	v_{NH_3}	0.136 ± 0.033	2.4 ± 1.9	6	0.901	H_1
	P_{gm}	T_{c2}	2.74 ± 0.05	0.4 ± 0.6	43	0.993	H_1
	T_{c2}	T_{am}	1.03 ± 0.08	4.90 ± 2.23	55	0.873	H_1

El coeficiente de determinación para la correlación entre la temperatura a la salida del condensador y la ambiente promedio no es muy alto, pero las pruebas de linealidad indican que existe correlación. Hay que considerar que las pruebas tienen diversas variables no controlables, y al ver la figura 4.33 se aprecia que los datos forman una franja alrededor de la línea de correlación. Regresando al tema se puede ver que la temperatura ambiente para las concentraciones de 20 % y 25 % fue menor que para las pruebas de 10 %, provocando el efecto de subenfriamiento a la salida del condensador.

Se compararon estadísticamente las medias de los parámetros obtenidos operando con la mezcla binaria a 50 % de amoníaco, ya que ésta es la que presenta mejor rendimiento, contra los obtenidos con las tres concentraciones de la mezcla ternaria. Los resultados se muestran en la tabla 4.7, que nos dice que los parámetros de volumen de amoníaco generado, insolación recibida, COPE y eficiencia del CPC obtenidos con 20 % de agua sobre absorbente son iguales a los de 50 %. En cambio los parámetros presentan diferencia al compararlos con la concentración de 25 % excepto por el COPE, y al compararlo con 10 % se encontró que el volumen generado y el COPE son diferentes.

Esto nos lleva a la conclusión de que la mezcla ternaria a 25 % presenta un mejor rendimiento con respecto a la mezcla binaria a 50 % ya que tiene valores promedio de volumen generado y COPE mayores, la mezcla ternaria a 20 % tiene el mismo rendimiento y la de 10 % presenta una disminución en el rendimiento con valores de volumen generado y COPE menores.

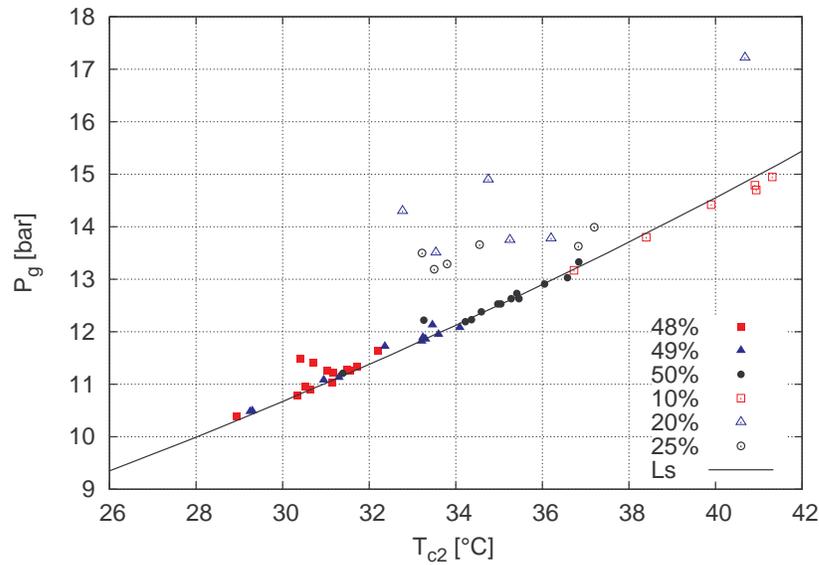


Figura 4.32. Relación entre la presión máxima en el generador y la temperatura a la salida del condensador

Tabla 4.7. Resultados de las pruebas de significancia de la comparación de las mezclas

Comparación de medias	H	v_{NH_3}	COPE	η_{CPC}
50 % y 10 %	H_0	H_1	H_1	H_0
50 % y 20 %	H_0	H_0	H_0	H_0
50 % y 25 %	H_1	H_1	H_1	H_0

4.6. Conclusiones

Para el sistema de refrigeración solar operando con la mezcla binaria:

- El cambio de temperatura de agua de enfriamiento de 26°C a 30°C con incrementos de 2°C no presenta cambios en los parámetros analizados.
- El mayor volumen de amoníaco generado promedio, 4.6 L (2.71 kg), se obtuvo operando el refrigerador con la concentración de 50 %, obteniendo un COPE de 0.0575.
- No existe diferencia en el rendimiento de la etapa de generación al operar el sistema

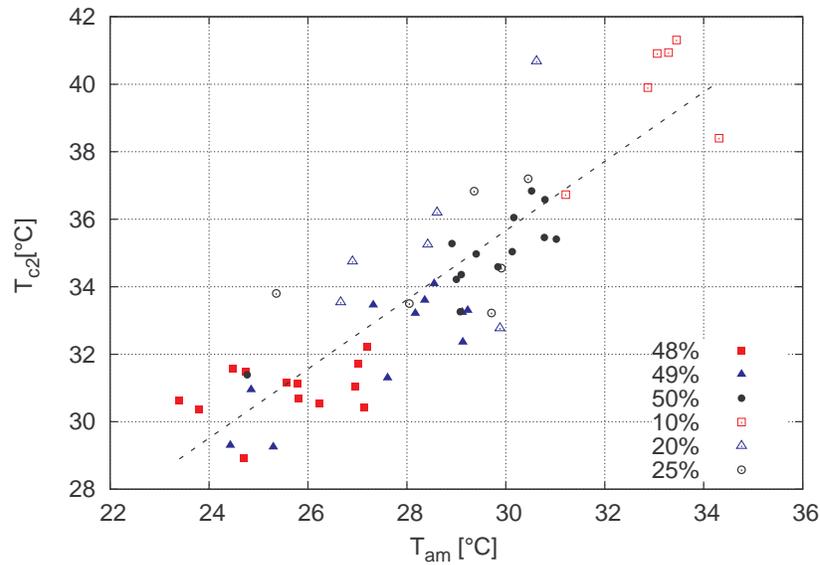


Figura 4.33. Temperatura a la salida del condensador en función de la temperatura ambiente

con la concentración de 49 % y la de 50 %.

- El refrigerador solar obtuvo el mejor rendimiento en la etapa de generación de amoníaco al operar con la mezcla binaria al 49 % y al 50 % de concentración.
- Se recomienda operar el refrigerador solar a la concentración de 50 %, de esta forma se tendrá mayor cantidad de amoníaco dentro de la solución que podrá ser generada.

Para el sistema de refrigeración solar operando con la mezcla ternaria:

- Se obtuvo el mayor rendimiento con la concentración de 25 %, dado que presenta el mayor COPE y la mayor eficiencia del CPC con un volumen generado de amoníaco promedio de 5.31 L (3.14 kg).
- Se espera generar más de 5.3 L (3.14 kg) de amoníaco operando el sistema a una concentración de 25 % con insolación superior a $19.6 \frac{MJ}{m^2}$

De la comparación del refrigerador operando con las mezclas binaria y ternaria:

- La mezcla ternaria a 10 % no mejora el rendimiento con respecto a la mezcla binaria.
- La mezcla ternaria a 25 % presenta mejor rendimiento que la mezcla binaria a 50 %.

-
- Los promedios de la presión máxima en el generador de las pruebas con la mezcla ternaria, son mayores que los de las pruebas con la mezcla binaria. Existe una diferencia de 1.04 bar entre la mezcla ternaria a 25 % y la binaria a 50 %.
 - La temperatura máxima de la solución de las pruebas con la mezcla ternaria a 25 % es en promedio menor que las pruebas con la mezcla binaria para la concentración de 48 %, 49 % y 50 %, con una diferencia de 9.4°C con respecto a la de 50 %.
 - El volumen de amoniaco generado no es una función de la hora de inicio de la prueba, siempre que se encuentre en un rango de 8:00 a 9:30 h.
 - El volumen de amoniaco generado es una función de la insolación, se encontraron correlaciones para la mayoría de las concentraciones.
 - La temperatura a la salida del condensador es una función directamente proporcional a la temperatura ambiente, a mayor temperatura ambiente mayor temperatura de condensación.
-

Capítulo 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1. Conclusiones

Se realizaron 55 pruebas experimentales al refrigerador solar del CIE UNAM, 37 pruebas con la mezcla binaria y 18 con la mezcla ternaria a lo largo de 13 meses, comenzando en el mes de noviembre del 2008 y terminando en diciembre del 2009.

Se registraron y analizaron varios parámetros comparativos como: el volumen de amoniaco generado, el COPE y la eficiencia del CPC, y un indicador operativo, la insolación recibida, para realizar una comparación entre la mezcla binaria y la ternaria.

Con la mezcla binaria se realizaron pruebas a varias temperaturas de agua de enfriamiento, 26°C, 28°C y 29°C, al realizar el análisis estadístico y las pruebas de significancia se concluyó que estadísticamente no hay diferencia entre los parámetros de generación debido a éste cambio de temperatura. Por esto en los análisis sucesivos se consideró la mezcla binaria en grupos divididos por concentración sin tomar en cuenta el cambio de temperatura de agua de enfriamiento.

Los datos promediados de las pruebas con la mezcla binaria mostraron que el volumen de amoniaco generado y el COPE aumentan conforme se incrementa la concentración de amoniaco en la solución. Estadísticamente se presenta diferencia entre los parámetros de 48 % y 49 % y no se encuentra entre 49 % y 50 %, es decir el rendimiento de las pruebas para 49 % y 50 % es similar.

La operación del refrigerador a la concentración de 50 % presenta los mejores resultados de la mezcla binaria con el mayor volumen generado de amoniaco, 5.45 L (3.25 kg), un COPE promedio de 0.0575.

Es deseable generar la mayor cantidad de amoniaco debido a que a mayor volumen de

amoniaco se obtiene una mayor capacidad de refrigeración. La solución a 50 % contiene mayor cantidad de amoniaco que la de 49 %, por lo tanto se tiene mayor cantidad de amoniaco disponible para ser generado, por esto es la mezcla binaria más recomendable para operar el refrigerador.

Al operar el refrigerador con la mezcla ternaria se encontró que los parámetros comparativos aumentan con el incremento de agua en la solución. El volumen de amoniaco generado promedio tuvo un incremento del 45.8 % al cambiar la concentración de 10 % a 20 % y de 2.05 % con el aumento de concentración de 20 % a 25 %. El COPE crece en 11.7 % y la eficiencia del CPC se eleva 11.3 % con el cambio de 20 % a 25 % en la concentración.

El mejor rendimiento con la mezcla ternaria lo presentan las pruebas con 25 % reportando los valores promedio más altos de los parámetros comparativos, COPE de 0.0717, eficiencia del CPC de 0.197 y volumen generado de amoniaco de 5.31 L (3.14 kg). Además presenta la mayor generación de amoniaco de 5.55 L de todas las pruebas.

Se realizaron pruebas exitosas de la etapa de evaporación con la mezcla ternaria, obteniendo 2.37 kg de hielo el día 091128.

Se comprobó que durante el proceso se genera amoniaco con trazas de agua, es decir una mezcla de amoniaco-agua con concentraciones superiores al 98 % operando con ambas mezclas, tanto con la binaria como con la ternaria.

El tiempo de espera para comenzar la etapa de evaporación después de una etapa de generación es mayor para la mezcla ternaria que para la mezcla binaria porque hay que esperar a que baje la presión del generador a menos de 1 bar.

Al comparar los parámetros, los cuales son: el volumen de amoniaco generado, el COPE y la eficiencia del CPC, de la mezcla ternaria en sus diferentes concentraciones con la mezcla binaria a una concentración de 50 %, se observa que los obtenidos con la mezcla binaria a 50 % son mayores que los de 10 %, iguales a los de 20 % y menores que 25 %.

El volumen de amoniaco generado promedio con la mezcla ternaria al 25 % presenta un aumento del 15.5 % con respecto a la binaria al 50 %, el COPE promedio aumenta en 25 % y la eficiencia del CPC promedio crece 7 %.

La presión máxima durante la operación del refrigerador con la mezcla binaria se incrementa al aumentar la concentración, por el contrario con la mezcla ternaria la presión máxima disminuye ligeramente al aumentar la concentración de agua sobre absorbente. El valor más grande de la presión máxima en el generador operando con la mezcla ternaria es de 14.9 bar encontrándose por encima del valor para la mezcla binaria de 13.33 bar. El valor más pequeño de la temperatura máxima de la solución corresponde a una prueba con la mezcla ternaria a 25 %, 88.13°C.

La mezcla ternaria a 25 % de agua sobre absorbente presenta el mejor rendimiento en la etapa de generación debido a que son mayores los parámetros comparativos, con una presión máxima promedio de 13.5 bar, la temperatura de solución máxima promedio de 97.18°C. Se espera que al operar con la mezcla ternaria a una concentración mayor de 25 % de agua sobre absorbente disminuya la presión de operación y mejoren los parámetros comparativos, sin embargo hay que cuidar no aumentar demasiado la concentración de agua para conservar la ventaja de evitar el rectificador.

5.2. Recomendaciones

- Diseñar y construir un evaporador más eficiente y compacto que tenga mayor contacto con el agua a congelar.
 - Cambiar el tanque de condensado actual de acero al carbono por uno de aluminio o acero inoxidable para evitar partículas de óxido que tapen el tubo capilar.
 - Realizar pruebas experimentales en el refrigerador operando con la mezcla ternaria a concentraciones mayores de 25 % hasta llegar al límite donde el agua de la solución comienza a evaporarse.
 - Evaluar a detalle la etapa de evaporación, analizando la capacidad de absorción con la mezcla ternaria.
-

Apéndice A

Datos estadísticos de la pruebas

Tabla A.1. Datos estadísticos agrupados por temperatura de agua de enfriamiento y concentración de la mezcla binaria

x	T_{ae}	\bar{x}	$eS_{\bar{x}}$	s	n
v_{NH_3}					
48 %	30	4.12	0.14	0.28	4
48 %	28	4.02	0.12	0.27	5
48 %	26	3.78	0.26	0.52	4
49 %	30	4.66	0.16	0.32	4
49 %	28	4.21	0.30	0.60	4
49 %	26	4.30	0.22	0.38	3
50 %	30	4.68	0.35	0.77	5
50 %	28	4.84	0.08	0.17	4
50 %	26	4.25	0.23	0.47	4
H					
48 %	30	21.70	0.80	1.50	4
48 %	28	22.35	0.38	0.86	5
48 %	26	21.50	0.50	1.00	4
49 %	30	20.58	0.46	0.91	4
49 %	28	19.50	0.50	1.00	4
49 %	26	21.37	0.49	0.85	3
50 %	30	21.00	0.40	1.00	5

Continúa en la siguiente página

Tabla A.1 – continúa de la página anterior

x	T_{ae}	\bar{x}	$es_{\bar{x}}$	s	n
50 %	28	21.40	0.60	1.10	4
50 %	26	20.70	1.00	2.10	4
COPE					
48 %	30	0.0485	0.0032	0.0064	4
48 %	28	0.0479	0.0011	0.0024	5
48 %	26	0.0471	0.0027	0.0054	4
49 %	30	0.0601	0.0027	0.0053	4
49 %	28	0.0566	0.0031	0.0063	4
49 %	26	0.0532	0.0033	0.0058	3
50 %	30	0.0588	0.0037	0.0082	5
50 %	28	0.0594	0.0014	0.0028	4
50 %	26	0.0539	0.0015	0.0029	4
η_{CPC}					
48 %	30	0.170	0.008	0.016	4
48 %	28	0.164	0.004	0.009	5
48 %	26	0.165	0.006	0.013	4
49 %	30	0.185	0.009	0.017	4
49 %	28	0.185	0.005	0.010	4
49 %	26	0.183	0.009	0.015	3
50 %	30	0.184	0.007	0.015	5
50 %	28	0.190	0.008	0.016	4
50 %	26	0.177	0.002	0.005	4
t_g					
48 %	30	4.46	0.13	0.26	4
48 %	28	4.75	0.26	0.57	5
48 %	26	4.47	0.05	0.10	4
49 %	30	4.15	0.15	0.29	4
49 %	28	4.11	0.24	0.48	4
49 %	26	4.57	0.17	0.29	3
50 %	30	4.70	0.10	0.30	5
50 %	28	4.86	0.16	0.31	4
50 %	26	4.60	0.34	0.69	4

Tabla A.2. Datos estadísticos de información de la mezcla binaria y ternaria agrupados por concentración

x	\bar{x}	$es_{\bar{x}}$	s	n
v_{NH_3}				
48 %	3.98	0.10	0.36	13
49 %	4.40	0.14	0.46	11
50 %	4.60	0.16	0.57	13
10 %	3.57	0.34	0.84	6
20 %	5.20	0.27	0.65	6
25 %	5.31	0.08	0.19	6
COPE				
48 %	0.0479	0.0012	0.0045	13
49 %	0.0569	0.0018	0.0059	11
50 %	0.0575	0.0016	0.0057	13
10 %	0.0511	0.0014	0.0035	6
20 %	0.0642	0.0024	0.0060	6
25 %	0.0717	0.0014	0.0033	6
η_{CPC}				
48 %	0.166	0.003	0.012	13
49 %	0.185	0.004	0.013	11
50 %	0.184	0.004	0.013	13
10 %	0.170	0.007	0.017	6
20 %	0.177	0.006	0.015	6
25 %	0.197	0.004	0.010	6
H				
48 %	21.89	0.31	1.11	13
49 %	20.40	0.35	1.15	11
50 %	21.01	0.37	1.35	13
10 %	18.00	1.34	3.29	6
20 %	22.27	0.77	1.88	6
25 %	19.60	0.43	1.04	6

Continúa en la siguiente página

Tabla A.2 – continúa de la página anterior

x	\bar{x}	$es_{\bar{x}}$	s	n
t_g				
48 %	4.58	0.11	0.39	13
49 %	4.25	0.12	0.39	11
50 %	4.72	0.12	0.43	13
10 %	4.16	0.45	1.11	6
20 %	5.43	0.22	0.54	6
25 %	4.82	0.16	0.39	6

Tabla A.3. Datos estadísticos de las propiedades durante el proceso de generación

x	\bar{x}	$es_{\bar{x}}$	s	n
P_{gm}				
48 %	11.15	0.09	0.33	13
49 %	11.51	0.18	0.61	11
50 %	12.5	0.14	0.51	13
10 %	14.3	0.28	0.69	6
20 %	14.05	0.25	0.56	5
25 %	13.54	0.12	0.29	6
T_{sm}				
48 %	107.1	0.8	3.0	13
49 %	105.3	1.3	4.3	11
50 %	106.6	1.2	4.3	13
10 %	107.3	3.3	8.1	6
20 %	101.8	3.4	8.2	6
25 %	97.2	0.8	1.9	6
T_{s1}				
48 %	64.8	0.5	1.7	12
49 %	63.9	2.0	6.5	11
50 %	57.4	0.6	2.2	12

Continúa en la siguiente página

Tabla A.3 – continúa de la página anterior

x	\bar{x}	$e s_{\bar{x}}$	s	n
10 %	65.1	2.1	5.2	6
20 %	60.3	1.0	2.3	6
25 %	59.2	2.0	4.9	6

Referencias

- [1] José Francisco Martínez Ortega. *Optimización de un refrigerador solar para la producción de hielo*. Tesis de Maestría, Universidad Nacional Autónoma de México, **2008**.
 - [2] R. Almanza, V. Estrada y J. Barrientos. Actualización de los mapas de irradiación global solar en la República Mexicana. Series del Instituto de Ingeniería 543, UNAM, **1992**.
 - [3] P. Mulás et al. Prospectiva sobre la utilización de las energías renovables en México. Una visión al año 2030. Informe técnico, Universidad Autónoma Metropolitana, **2005**.
 - [4] SENER. Balance nacional de energía 2008. Informe técnico, Secretaría de Energía, PEMEX, **2009**.
 - [5] R. Warren Marsh y C. Thomas Olivo. *Principio de la Refrigeración*. Diana, **1976**.
 - [6] T. Tokarev, L. Gordeeva, V. Romannikov, I. Glaznev y Y. Aristov. New composite sorbent $CaCl_2$ in mesopores for sorption cooling heating. *International Journal of Thermal Sciences*, 41:470–474, **2002**.
 - [7] D.S. Kim y C.A. Infante-Ferreira. Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*, 31(1):3–15, **2008**.
 - [8] A.H. Uppal, B. Norton y S.D. Probert. A low-cost solar-energy simulated absorption refrigerator for vaccine storage. *Applied Energy*, 25:167–174, **1986**.
 - [9] M.D. Staicovici. An autonomous solar ammonia-water refrigeration system. *Solar Energy*, 36:115–124, **1986**.
 - [10] Pilatowsky, Geffroy, Ocos, De la Torre y Hernández. Evaluación de un prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoníaco-agua. En *Memorias de la VII Reunión de Energía Solar, Cd. Madero, Tamaulipas*. ANES, **1984**.
 - [11] D. Erickson. Intermittent solar ammonia absorption cycle (ISACC). United States Patent number 4,744,224, **1988**.
-

- [12] D. Erickson. Intermittent solar ammonia absorption cycle (ISACC) refrigeration for lesser developed countries. Informe Técnico DOE/CE/15325-T4, Energy Concepts, Co. Annapolis, MD, USA, **1990**.
- [13] F.Z. Sierra, R. Best y F.A. Holland. Experiments on an absorption refrigeration system powered by solar pond. *Heat Recovery Systems and CHP*, 13:401–408, **1993**.
- [14] M. Hammad y Y. Zurigat. Performance of a second generation solar cooling unit. *Solar Energy*, 62:79–84, **1998**.
- [15] M. Hammad y S. Habali. Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet. *Applied Thermal Engineering*, 20:1785–1798, **2000**.
- [16] F. Fernández-Llebres, I. Pilatowsky y V. R. Hernández. Programa de ensayos de una planta de enfriamiento solar para el acondicionamiento de aire. Informe técnico, Instituto Andaluz de Energías Renovables, Universidad de Sevilla, **1998**.
- [17] M. Li, R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu y A.O. Dieng. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renewable Energy*, 27:211–221, **2002**.
- [18] M. Li, C.J. Sun, R.Z. Wang y W.D. Cai. Development of no valve solar ice maker. *Applied Thermal Engineering*, 24:865–872, **2004**.
- [19] Y. Fan, L. Luo y B. Souyri. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and sustainable energy reviews*, 11:1785–1775, **2007**.
- [20] N. L. Pierrès, M. Nathali y D. Stitou. Experimental results of a solar powered cooling systems at low temperature. *International Journal of Refrigeration*, 30:1050–1058, **2007**.
- [21] K. Antonopoulos y E. Rogdakis. Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as cooler or heat pumps in Athens. *Applied Thermal Engineering*, 11:1785–1775, **1995**.
- [22] Da-Wen Sun. Comparison of the performances of $NH_3 - H_2O$, $NH_3 - LiNO_3$ and $NH_3 - NaSCN$ absorption refrigeration systems. *Energy Convers*, 39(5):357–368, **1997**.
- [23] A. Hasan, D. Goswami y S. Vijayaraghavan. First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source. *Solar Energy*, 73(5):385–393, **2002**.
-

- [24] D.S. Kim y C.H.M. Machielsen. Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems. En *International Sorption Heat Pump Conference*. Shanghai, China, **2002**.
- [25] C.O. Rivera y W. Rivera. Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 76:417–427, **2003**.
- [26] Carlos Rivera. *Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor*. Tesis Doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, **2006**.
- [27] C.A. Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32(2):231–236, **1984**.
- [28] M. K. Aggarwal y R. S. Agarwal. Thermodynamic properties of lithium nitrate-ammonia mixtures. *Energy research*, 10:59–68, **1986**.
- [29] H. J.Ehmke. Tesis Doctoral, Universität Essen, Essen, Germany, **1984**.
- [30] A. Bothe. Tesis Doctoral, Universität Essen, Essen, Germany, **1989**.
- [31] M. Venegas, P. Rodríguez, A. Lecuona y M. Izquierdo. Spray absorbers in absorption systems using $LiNO_3 - NH_3$ solution. *International Journal of Refrigeration*, 28:554–564, **2005**.
- [32] Yuyuan Wu, Yan Chen y Tiehui Wu. Experimental researches on characteristics of vapor-liquid equilibrium of $NH_3 - H_2O - LiBr$ system. *International Journal of Refrigeration*, 29:328–335, **2006**.
- [33] Simona Libotean, Daniel Salavera, Manel Valles, Xavier Esteve y Alberto Coronas. Vapor-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solution from (293.15 to 353.15) K. *Journal Chemical and Engineering Data*, 52:1050–1055, **2007**.
- [34] Simona Libotean, Andreu Martín, Daniel Salavera, Manel Valles, Xavier Esteve y Alberto Coronas. Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15) K. *Journal Chemical and Engineering Data*, 53:2383–2388, **2008**.
- [35] SENER. Las reservas de hidrocarburos de México. Informe técnico, Secretaría de Energía, PEMEX, **2009**.
-

- [36] Claudio Alatorre-Frenk. Energías renovables para el desarrollo sustentable en México 2006. Informe técnico, Secretaría de Energía and Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, **2009**.
- [37] Francisco Torres-Roldán y Emmanuel Gómez-Morales. Energías renovables para el desarrollo sustentable en México. Informe técnico, Secretaría de Energía and Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, **2006**.
- [38] Sistema de información energética. URL <http://sie.energia.gob.mx>.
- [39] BCV Platen y CG Munter. Refrigerator. United States Patent number 1,685,764, **1928**.
- [40] Andy Pearson. Refrigeration with ammonia. *International Journal of Refrigeration*, 31:545–551, **2008**.
- [41] Keith E. Herold, Reinhard Radermacher y Sanford A. Klein. *Absorption Chiller and Heat Pumps*. CRC Press, **1995**.
- [42] Victor Hugo Gómez Espinoza. *Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción*. Tesis Doctoral, UNAM, **2007**.
- [43] I. Horuz. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *Int. Comm Heat Mass Transfer*, 25(5):711–721, **1998**.
- [44] Yunus A. Cengel y Michael A. Boles. *Thermodynamics*. Mc-Graw Hill, 5ta edición, **2001**.
- [45] Roberto Best, Filberto Guitérrez Martínez y Jorge Hernández Gutiérrez. *Métodos de producción de frío*, capítulo 1 y 5. UNAM, **1993**.
- [46] Pongsid Srihirin, Satha Aphornratana y Supachart Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5:343–372, **2001**.
- [47] John A. Duffie y William A. Beckman. *Solar Engineering of thermal processes*. Wiley, 3era edición, **2006**. ISBN 0471698679.
- [48] Rodrigo Cuevas Tenango. *Integración e instrumentación de un sistema de refrigeración por absorción que opera con la mezcla $LiNO_3 - NH_3$* . Tesis de Licenciatura, **2008**.
-

-
- [49] Alejandro Zacarias Santiago. *Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoniaco*. Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, España, **2009**.
- [50] Surendra P. Verma. *Estadística básica para el manejo de datos experimentales: aplicación en geoquímica (geoquimiometría)*. México, CIE UNAM, **2005**.
- [51] M. Conde Engineering. *Thermophysical Properties of NH₃ + H₂O Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment*. M. Conde Engineering, **2006**.
- [52] E.W. Lemmon, M.O. McLinden y D.G. Friend. *NIST Standard Reference Database*, capítulo Thermophysical Properties of Fluid Systems. 69. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, **2006**. URL <http://webbook.nist.gov>.
-