



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
SISTEMAS ENERGÉTICOS

ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA VARIACIÓN DE FLUJOS EN UN SISTEMA DE
ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN ENFRIADO CON AIRE.

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA EN ENERGÍA

PRESENTA:
DANIEL HERNÁNDEZ TAMAYO

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

TEMIXCO, MORELOS

SEPTIEMBRE 2019



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. Best y Brown Roberto
Secretario: Dr. García Valladares Octavio
1^{er} Vocal: Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido
2^{do} Vocal: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier
3^{er} Vocal: Dr. Ibarra Bahena Jonathan

Lugar donde se realizó la tesis:

Instituto de Energías Renovables (IER), UNAM
Temixco, Morelos.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

FIRMA

Dedicatoria

La presente tesis, está dedicada a mis padres Francisco Hernández Magdaleno y Silvia Tamayo Cervantes, por todo el apoyo y motivación que me ha brindado en mi vida.

De igual manera va dedicada a mis hermanos Rogelio, Francisco y Juan Ramón que siempre han estado y me han apoyado a lo largo de mi vida. A mi sobrina Vanessa la cual la quiero mucho.

A mis abuelos paternos (Q.E.P.D.) Ramón Hernández Rodríguez y Juanita Magdaleno Gallegos los cuales no están presentes pero yo sé que estarían orgullosos de mi como siempre lo estarán y a mis abuelos maternos Juan Tamayo Gómez y Barbarita Cervantes Guillen porque siempre han estado ahí para apoyar.

Gracias familia por estar conmigo en estos momentos tan importantes en mi vida.

Agradecimientos

En este espacio expreso mi más gran agradecimiento a todas aquellas personas que día a día me estuvieron brindando su apoyo para la conclusión de este trabajo de tesis.

Primeramente a mi familia quienes siempre me apoyan y están ahí apoyándome, sin ellos no hubiese sido posible terminar este trabajo satisfactoriamente.

Al Instituto de Energías Renovables (IER) de la UNAM, en especial a la coordinación de Refrigeración y bombas de Calor, por el apoyo brindado para la realización y culminación de mis estudios de maestría.

Al Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, mi asesor, quien me dio la oportunidad de ser parte de su equipo de trabajo, también por su apoyo y paciencia que me brindo para trasmitirme mucho de su conocimiento del área de refrigeración por absorción. Quiero agradecerle especialmente por la gran persona que es y por haber depositado su confianza en mí para poder llevar a cabo la presente tesis.

A mis revisores de tesis Dr. Roberto Best, Dr. Octavio García Valladares, Dr. Rosenberg Romero, Dr. Jonathan Ibarra y al Dr. Wilfrido Rivera por el tiempo dedicado, comentarios y sugerencias para mejorar la tesis.

A todos mis amigos de generación y del laboratorio de Refrigeración especialmente a: mi hermano Paco, Dr. Jorge Hernández, Dr. Víctor, Emmanuel, Donald, Pacheco, Iván, Yeudiel, Roy, Lucy, Amílcar, Karen, Ulises. Por su apoyo, tiempo y sugerencias para poder llevar a cabo este trabajo y sobre todo por su amistad. A Norma Elia Becerril y Lourdes Araujo, por su apoyo en el proceso de titulación.

A SENER-CONACYT por la beca otorgada para poder llevar a cabo la realización de mi estudios de maestría.

Al proyecto 09 de CEMIE-Sol por asignar el recurso para la construcción de la maquina desarrollada en la presente tesis.

Contenido

Índice de figuras	I
Índice de tablas	II
Nomenclatura	III
Resumen	V
Abstract	VI
Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Cambio climático	1
1.3 Situación energética en México	3
1.4 Fuentes de energías renovables	4
1.4.1 Energía solar	5
1.4.2 Energía eólica	6
1.4.3 Energía hidráulica	6
1.4.4 Energía geotérmica	7
1.5 Refrigeración	7
1.6 Refrigeración solar	7
1.6.1 Enfriamiento solar por compresión eléctrica	8
1.6.2 Enfriamiento solar por compresión termo-mecánica	9
1.6.3 Enfriamiento solar por sorción	10
1.7 Consumo de energía por refrigeración	11
1.8 Revisión bibliográfica	13
1.8.1 Investigación experimental	13
1.8.2 Investigación teórica	16
1.9 Justificación	18
1.10 Objetivos	18
1.10.1 Objetivo general	18
1.10.2 Objetivo específico	18

1.11 Estructura de la tesis.....	19
Capítulo 2 Marco teórico.....	20
2.1 Primera ley de la termodinámica.....	20
2.1.1 Balance de energía.....	20
2.1.2 Ecuación de energía de un sistema en estado estacionario	22
2.2 Segunda ley de la termodinámica	22
2.3 Máquinas térmicas.....	22
2.3 Ciclo de Carnot.....	25
2.4 Ciclo de refrigeración de Carnot	26
2.5 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	28
2.6 Sistema de refrigeración por absorción.....	29
2.7 Fluidos de trabajo	32
2.8 Mezclas de trabajo refrigerante-absorbente.....	35
Capítulo 3 Descripción del sistema experimental.....	38
3.1 Descripción general del sistema	38
3.2 Componentes principales.....	38
3.2.1 Generador	39
3.2.2 Rectificador.....	41
3.2.3 Condensador	42
3.2.4 Evaporador	43
3.2.5 Absorbedor	44
3.2.6 Economizador	46
3.2.7 Bomba de circulación de la solución.....	46
3.2.8 Extractor axial.....	48
3.2.9 Válvulas de estrangulamiento	49
3.3 Componentes secundarios	50
3.3.1 Estructura y conexiones.....	50
3.3.2 Instrumentación y control	52
3.3.3 Sistema de adquisición de datos.....	56
3.4 Sistemas Auxiliares	58
3.4.1 Fuente de calor de alta temperatura.....	58
3.4.2 Carga Térmica.....	59

3.5 Prueba de hermeticidad.....	60
3.6 Preparación y carga del fluido de trabajo.....	62
3.7 Operación del sistema	65
3.7.1 Puesta a punto.....	65
3.7.2 Arranque de operación del sistema	65
3.7.3 Protocolo de operación.....	66
3.7.4 Procedimiento de paro	66
3.7.5 Procedimiento de seguridad en caso de fugas.....	67
Capítulo 4 Evaluación experimental del sistema de refrigeración variando flujos.....	68
4.1 Procedimiento de experimentación.....	68
4.2 Resultados de las pruebas variando el flujo del extractor.....	69
4.3 Resultados de las pruebas variando el flujo del agua que entra al generador.	76
4.4 Resultados de las pruebas variando el flujo de la bomba de solución.....	82
Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones.	89
5.1 Conclusiones	89
5.2 Recomendaciones	90
Anexo A.....	91
Anexo B	92
Bibliografía	94

Índice de figuras

Figura 1.1 Contribución de emisiones de CO ₂ por sector	2
Figura 1.2. Estructura de la producción de energía primaria, 2016 (Petajoules)	4
Figura 1.3. Radiación solar directa en México (kWh/m ²) Fuente: SOLARGIS	5
Figura 1.4. Diagrama esquemático de una compresión solar eléctrica.	8
Figura 1.5. Sistema de refrigeración solar termo-mecánico.....	9
Figura 1.6. Sistema de refrigeración solar por sorción.....	10
Figura 1.7. Distribución del consumo de energía por uso final en el sector residencial Fuente: 2015 (CONUEE 2018).....	12
Figura 1.8. Número de equipos de aire acondicionado por región climática (Fuente: INEGI, ENCEVI-2018)	12
Figura 2.1. Máquina térmica	23
Figura 2.2. Componentes básicos de un sistema de refrigeración.....	24
Figura 2.3. Diagrama P-V de un ciclo de Carnot	25
Figura 2.4. Diagrama T-s del ciclo ideal de Carnot.	26
Figura 2.5. Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot... 27	
Figura 2.6. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	29
Figura 2.7. Ciclo de refrigeración por absorción.....	30
Figura 2.8. Diagrama P-T del ciclo de refrigeración por absorción.....	31
Figura 3.1. Funcionamiento de un intercambiador de placas.....	39
Figura 3.2. Placa con canal tipo H y corrugado de 30° tipo Chevron.....	40
Figura 3.3. Generador del sistema de enfriamiento.....	40
Figura 3.4. Rectificador del sistema de refrigeración.	41
Figura 3.5. Rectificador instalado con la inclinación de 30°.....	41
Figura 3.6. Condensador de tubos aletados.....	42
Figura 3.7. Evaporador del sistema de refrigeración.....	43
Figura 3.8. Absorbedor de tubos aletados.	44
Figura 3.9. Vista lateral del condensador y el absorbedor de tubos aletados.....	45
Figura 3.10. Economizador del equipo de refrigeración.	46
Figura 3.11. Bomba de solución de un solo un flujo.....	47
Figura 3.12. Bomba de solución de flujo variable.	47
Figura 3.13. Extractor axial.....	48
Figura 3.14. Variador de Frecuencia.....	48
Figura 3.15. Válvula de expansión del evaporador.....	49
Figura 3.16. Válvula de expansión del absorbedor.	49
Figura 3.17. Válvula de regulación.	50
Figura 3.18. Conexiones del sistema de absorción.	51
Figura 3.19. Sensor de temperatura RTD (PT1000)	52
Figura 3.20. Sensor de Presión.....	53

Figura 3.21. Sensor de flujo volumétrico.....	54
Figura 3.22. Sensor de flujo másico tipo Coriolis.....	54
Figura 3.23. Ubicación de los sensores.....	55
Figura 3.24. Adquisidor de datos de la marca Keysight.....	57
Figura 3.25. Tarjeta multiplexor.....	57
Figura 3.26. Fuente de calor de alta temperatura.....	59
Figura 3.27. Tanque de almacenamiento de agua enfriada, junto con sus resistencias eléctricas y bomba.....	60
Figura 3.28. Inyección de nitrógeno al sistema por el generador.....	61
Figura 3.29. Presión de baja y alta, para la prueba de hermeticidad.....	61
Figura 3.30. Inyección de amoniaco líquido a la boya.....	63
Figura 3.31. Llenado del equipo con la mezcla de trabajo.....	64
Figura 3.32. Presurización de la boya con vapor de amoniaco.....	64
Figura 4.1. Potencia de enfriamiento externa.....	71
Figura 4.2. Potencia de enfriamiento interna.....	72
Figura 4.3. Flujo del refrigerante producido.....	73
Figura 4.4. Coeficiente de operación externo.....	74
Figura 4.5. Coeficientes de operación internos.....	75
Figura 4.6. Temperatura del evaporador.....	76
Figura 4.7. Potencia de enfriamiento externa.....	77
Figura 4.8. Potencia de enfriamiento interna.....	78
Figura 4.9. Flujo másico de producción de refrigerante.....	79
Figura 4.10. Coeficientes de operación externos.....	80
Figura 4.11. Coeficientes de operación internos.....	81
Figura 4.12. Temperaturas del evaporador.....	82
Figura 4.13. Potencia de enfriamiento externa.....	83
Figura 4.14. Potencia de enfriamiento interna.....	84
Figura 4.15. Producción de refrigerante.....	85
Figura 4.16. Coeficientes de operación externos.....	86
Figura 4.17. Coeficientes de operación internos.....	87
Figura 4.18. Temperaturas en el evaporador.....	88

Índice de tablas

Tabla 1.1. Producción de energía primaria (Petajoules).....	3
Tabla 3.1. Ecuaciones características de los sensores (X= resistencia y voltaje de los dispositivos).....	56
Tabla 4.1. Frecuencia, caudal y potencia del extractor en función del porcentaje.....	70

Nomenclatura

A_s	Área de captación del panel fotovoltaico (m^2)
COP	Coefficiente de operación
f	Flujo del ventilador en porcentaje (%)
GEI	Gases de efecto invernadero
h	Entalpia (J)
I	Radiación solar (kW/m^2)
\dot{m}	Flujo másico (kg/min)
Q	Flujo de calor (kW)
\dot{Q}	Flujo de calor trasferido (kW)
\dot{Q}_e	Potencia de enfriamiento (kW)
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
W	Potencia eléctrica generada (kW)

Subíndices

$R_{, Carnot}$	Refrigeradores de Carnot
R	Refrigeradores
ext	Externo
int	Interno
bomba	Bomba
extr	Extractor
p	Perpendicular a la superficie del colector
ref	Refrigerante

c	Condensador
evap	Evaporador
g	Generación
a	Maquina térmica
s	Radiación solar
H	Alta
M	Media
L	Baja

Letras Griegas

v	Velocidad (m/s)
η_{ter}	Eficiencia térmica

Resumen

En la presente tesis se llevó a cabo la operación, evaluación y análisis experimental de la variación de flujos de un sistema de enfriamiento por absorción enfriado por aire, con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

La mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ tiene un gran potencial para los sistemas de enfriamiento solar. Existen pocos trabajos tanto teóricos como experimentales de la mezcla junto con el sistema de absorción enfriado por aire. Esta evaluación se llevó a cabo con la mezcla usada al 49% de concentración de amoníaco y 51% de agua.

La evaluación fue llevada a cabo en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de calor del Instituto de Energías Renovables de la UNAM. Los componentes que conforman el sistema son un banco de tubos aletados que actuando como condensador y absorbedor, y tres intercambiadores de calor de placas que conforman el economizador, el generador y el evaporador. Además cuenta con una válvula de expansión, una de regulación, y un extractor de aire el cual ayuda a enfriar el banco de tubos aletados.

La experimentación consistió en tres series de pruebas. En la primera, las corridas experimentales se realizaron cambiando únicamente el flujo de aire del extractor, para la segunda serie de pruebas se varió el flujo del agua caliente que entra al generador y por último en la tercer serie de pruebas, las corridas realizadas fueron hechas variando el flujo de la bomba de la solución. Es importante mencionar que únicamente los flujos que se cambiaron en cada banco de pruebas fueron los ya mencionados y los demás flujos y temperatura del generador se mantuvieron constantes.

Con las pruebas realizadas se obtuvieron temperaturas del evaporador de hasta 4.6°C , y se obtuvo un COP_{ext} máximo de 0.56, mientras que el COP_{int} de 0.75 y una potencia de enfriamiento máxima de 3.81 kW. A partir de estos resultados se realizaron las conclusiones finales y las recomendaciones para futuras evaluaciones del sistema de refrigeración por absorción enfriado con aire.

Abstract

In the present thesis were carried out the operation, evaluation and experimental analysis of the variation of flows of an absorption cooling system air-cooled using the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture.

The $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture it has great potential for solar cooling systems. There are few theoretical and experimental works together with the absorption system air-cooled. This evaluation was carried out with the mixture used at 49% concentration of ammonia and 51% water.

The evaluation was carried out in the Laboratory of Refrigeration and Heat Pumps of the Institute of Renewable Energies UNAM. The components that make up the system are a bank of finned tubes that works as a condenser and absorber and three plate heat exchangers that make up the economizer, the generator and the evaporator. It also has an expansion valve, a regulation valve, and an air extractor which helps to cool the bank of finned tubes.

The experimentation consisted of three series of tests. In the first, the experimental tests were carried out by changing only the air extractor flow, for the second series of tests, the flow of hot water come in the generator was varied and finally in the third series of tests, the test carried out were made changing the flow of the solution pump. It is important to mention that only the flows that were exchanged in each test bank were those already mentioned, and the other flows and temperature of the generator remained constant.

With the tests carried out, evaporator temperatures of up to $4.6\text{ }^\circ\text{C}$ were obtained, and a maximum COP_{ext} of 0.56 was obtained, while the COP_{int} of 0.75 and a maximum cooling power of 3.81 kW. Based on these results, the final conclusions and recommendations for future evaluations of the cooling system by absorption air-cooled.

Capítulo 1 Introducción

El presente capítulo es acerca de la situación energética del país, también de los antecedentes de los sistemas de refrigeración así como del consumo de energía y del cambio climático. Después se comentan las fuentes de energía renovables que existen en México y el impacto energético que tiene cada una de ellas. Posteriormente se da una descripción de los diferentes tipos de tecnologías que existen de refrigeración solar. Se comenta brevemente el consumo de energía en el sector residencial en el área de refrigeración. Se lleva a cabo la revisión bibliográfica de los temas a fines al desarrollo de esta tesis. Por último, se muestra la justificación, los objetivos del trabajo y la estructura de la presente tesis.

1.1 Antecedentes

En la actualidad gran parte de las actividades humanas están relacionadas con la utilización de hidrocarburos y de electricidad, por lo tanto existe una gran demanda energética la cual ocasiona que se tenga que generar más energía incrementándose los niveles de contaminación.

El proceso de refrigeración consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura ambiente (Ramírez Fonseca, 2016).

Hoy en día los sistemas de enfriamiento se utilizan para dos propósitos, el primero es proporcionar refrigeración para la conservación de alimentos y el segundo es para el acondicionamiento de espacios para el confort de las personas. Debido al desarrollo, la utilización de equipos de refrigeración ha aumentado, sobre todo en zonas cálidas, que en su mayoría operan con energía eléctrica (Ventas Garzón, 2010).

Los recursos energéticos deben ser diversificados, con prioridad hacia los renovables, dependiendo de las características de cada región. El escenario actual energético y medioambiental está potenciando los sistemas de absorción para refrigeración y aire acondicionado, contra los sistemas convencionales de compresión de vapor los cuales funcionan con el uso de la energía eléctrica (Cerezo Román, 2006).

La implementación de sistemas de refrigeración por absorción, disminuye las emisiones de CO₂ (Sun et al, 2012) ya que utilizan refrigerantes naturales y menos energía eléctrica, estos sistemas tienen un impacto menor sobre el medio ambiente, además que se aprovecha el calor residual de algún proceso industrial o bien de energías renovables para su operación.

1.2 Cambio climático

Empecemos con entender que es el cambio climático, es el cambio de las condiciones climáticas de nuestro planeta, producidas directa o indirectamente por las actividades humanas que alteran la composición de la atmósfera (Aguilar Perís, 2003).

Ahora bien nuestro planeta funciona como si fuera un gran invernadero, en el cual, los gases atmosféricos permiten el paso de la radiación solar pero deja escapar solo cierta parte de ella cuando regresa, esto produce un efecto de calentamiento en el planeta que es necesario para la existencia de la vida.

El efecto invernadero es un proceso natural el cual influye directamente en el calentamiento de la superficie de la Tierra. Debido al hecho de ciertos gases atmosféricos, de escasa proporción en la composición del aire, como los son el dióxido de carbono (CO₂), los óxidos de nitrógeno, el metano (CH₄) y el ozono, también llamados gases de invernadero, son capaces de modificar el balance energético de la Tierra y el Sol. El CO₂ por ejemplo tiene una gran capacidad de absorber la radiación infrarroja emitida por la Tierra y esta energía atrapada tiene una gran capacidad de alterar el clima, un ejemplo claro es el calentamiento global (Aguilar Perís, 2003).

En el año 2015 en México se generaron 683 millones de toneladas de CO₂ equivalente, como se puede ver en la Figura 1.1 donde se muestran las emisiones por sector, siendo el de mayor contribución el sector de la energía con el 70% que equivalen aproximadamente a 480 millones de toneladas de CO₂ (Secretaria de Energía, 2017).

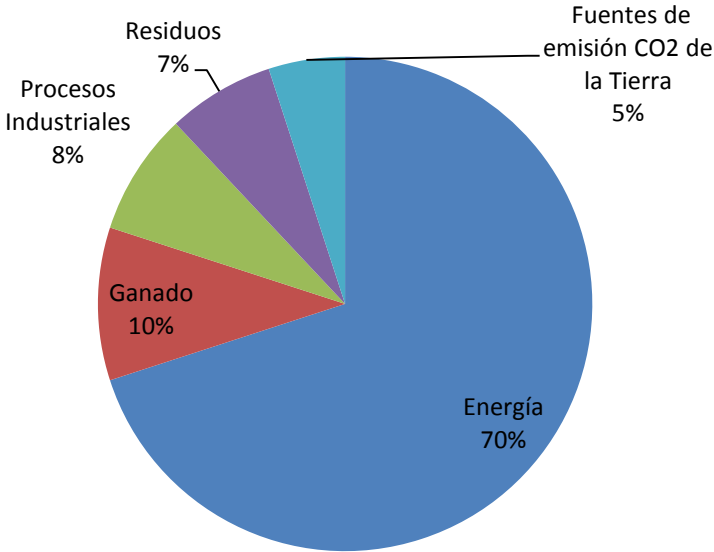


Figura 1.1 Contribución de emisiones de CO₂ por sector

1.3 Situación energética en México

Debido al incremento y costo de producción de la energía primaria se está optando por el desarrollo de sistemas avanzados de energía para reducir costos y contaminación.

En 2017 la producción nacional de energía primaria fue de 7,027.22 PJ, que es 8.9% menor respecto al 2016. La producción de petróleo disminuyó 9.8% comparado con el 2016, no obstante prevaleció como el energético primario con la mayor producción nacional. Igualmente durante el año 2017 el gas natural disminuyó el 14.7% y los condensados el 23.8%, al término del año 2017 el carbón mineral cerro su producción en 308.24 PJ, que es el 21.3% por encima de su producción en el 2016, la producción de energía nuclear aumento 3.0% pasando de 109.95 PJ en 2016 a 113.22 en el 2017 (Secretaria de Energía, 2018).

En las energías renovables en el trascurso del 2017 la geoenergía obtuvo una baja de 3.9% respecto al 2016, alcanzando 127.43 PJ, ya que disminuyeron los vapores geotérmicos en la central Cerro Prieto, Baja California. La energía eólica incrementó 2.3% alcanzando 38.23 PJ. La producción de energía solar incrementó 36.7% derivado del mayor aprovechamiento de este recurso en la generación distribuida, por último en lo que respecta a las bioenergías; la producción de biogás incrementó el 31.94%, mientras que la biomasa incluyendo el bagazo de caña y la leña incrementó 1.5% que pasó de 361.7 PJ en 2016 a 367.18PJ en 2017(Secretaria de Energía, 2018).

En la Tabla 1.1 y en la Figura 1.2 se muestran la distribución de la producción de la energía primaria en México

Tabla 1.1. Producción de energía primaria (Petajoules).

	2016	2017	Variación porcentual (%) 2017/2016	Estructura porcentual (%) 2017
Total	7714.13	7027.22	-8.90	100
<i>Carbón</i>	254.17	308.24	21.28	4.39
<i>Hidrocarburos</i>	6694.85	5940.60	-11.27	84.54
Petróleo crudo	4826.85	4354.89	-9.78	61.97
Condensados	88.31	67.28	-23.81	0.96
Gas natural	1779.68	1518.43	-14.68	21.61
<i>Nucleoenergía</i>	109.95	113.22	2.97	1.61
<i>Renovables</i>	655.16	665.16	1.53	9.47
Hidroenergía	110.51	114.65	3.75	1.63
Geoenergía	132.59	127.43	-3.90	1.81
Solar	11.09	15.16	36.68	0.22

Energía eólica	37.36	38.23	2.33	0.54
Biogás	1.91	2.52	31.94	0.04
Biomasa	361.70	367.18	1.52	5.23
Bagazo de caña	110.14	116.87	6.11	1.66
Leña	251.56	250.31	-0.50	3.56

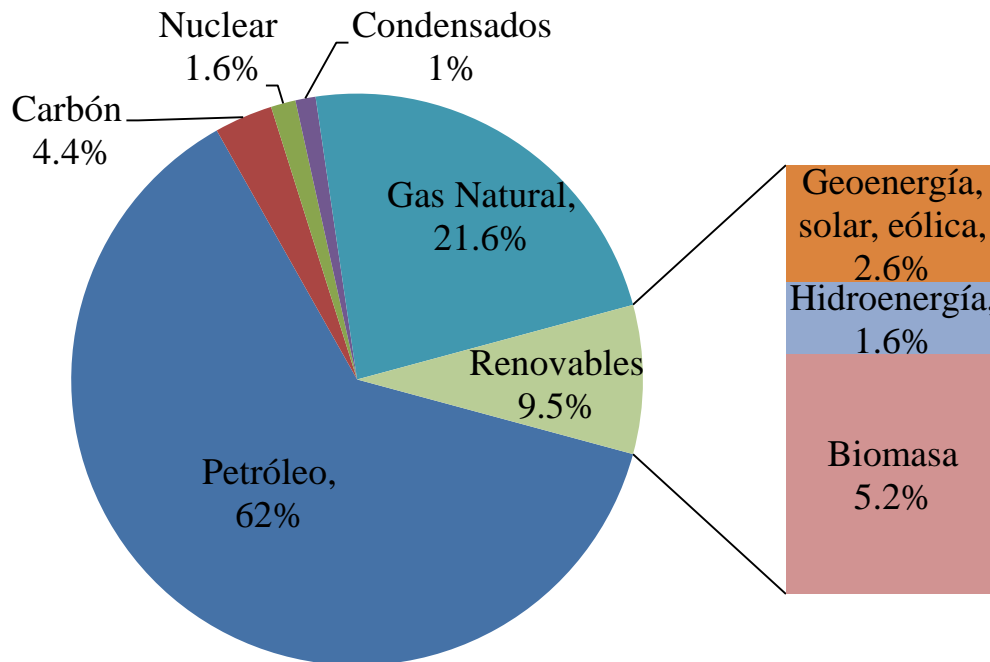


Figura 1.2. Estructura de la producción de energía primaria, 2017 (Petajoules)

Como se puede observar en la Figura 1.2, el mayor porcentaje de energía utilizada en México, proviene del petróleo, pero lo que se puede resaltar es que las energías renovables cada vez se están utilizando más, ya que incrementó el porcentaje de las energías renovables con respecto al año 2016. Otro punto importante es que el uso de energías por hidrocarburos no es limpia y estas generan daño al medio ambiente y colaboran con el calentamiento global, ya que emiten gases de efecto invernadero (GEI).

1.4 Fuentes de energías renovables

Empezaremos utilizando una definición de energía renovable que son fuentes que producen constantemente energía, de forma que la energía consumida se renueva continuamente y, su utilización es ilimitada (De Juana, 2003). La fuente reside en fenómenos de la naturaleza que son susceptibles para ser transformados en energía aprovechable para la humanidad,

como es el caso del curso renovable como la solar, eólico, mareomotriz e hidroeléctrico las cuales producen poca o ninguna contaminación, ni gases de efecto invernadero (SIGFRE-DRS y SENER, 2018).

1.4.1 Energía solar

El sol produce constantemente energía electromagnética, que nos llega directamente a la Tierra (De Juana, 2003) como se puede observar en la Figura 1.3, México tiene un gran recurso solar, para que pueda ser utilizada para calefacción, el alumbrado, refrigeración, la generación de electricidad, agua caliente, y una variedad de procesos industriales.

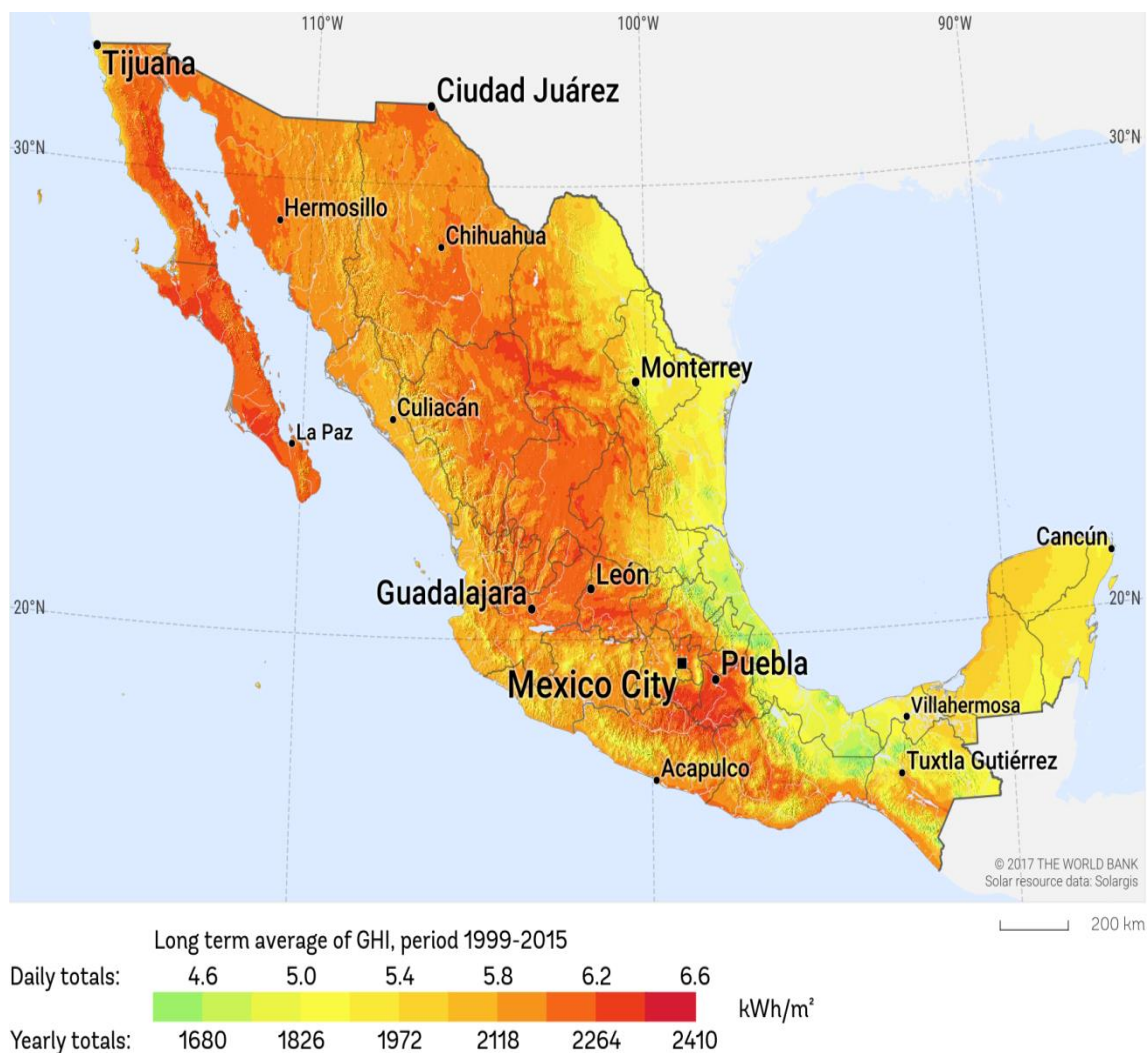


Figura 1.3. Radiación solar directa en México (kWh/m²) Fuente: SOLARGIS

El aprovechamiento de la energía solar, es por medio de dos tecnologías: la solar térmica y la solar fotovoltaica. La diferencia que existe entre ellas es que la solar fotovoltaica convierte la radiación solar directamente en electricidad y la solar térmica convierte la radiación en calor y lo transfiere a un fluido de trabajo.

Los sistemas térmicos pueden completarse con varios dispositivos, ya sean estacionarios o con seguimiento al sol, y con concentración o sin ella. Su funcionamiento es sencillo, la radiación solar calienta un receptor y la energía térmica se trasfiere a un fluido que lo transporta a la aplicación, ya sea para calentar directamente algún proceso productivo o indirectamente para enfriar un espacio o fluido de trabajo (PROMEXICO, 2017).

1.4.2 Energía eólica

Debido al calentamiento no uniforme de la atmosfera y de la superficie terrestre causado por la radiación solar, resulta en una distribución desigual de presión en la atmosfera, lo que ocasiona el movimiento de masas de aire, es decir el viento.

Para poder aprovechar la energía proveniente del viento es necesario que su intensidad tenga pocas variaciones y sea la adecuada para el generador. Solo los vientos con velocidades entre 18 y 45 km/h son aprovechables (Islas Samperio y Hernández Muñoz, 2004).

En el año 2015 en México, la generación eólica fue de 8,745.1 GWh, 36.08% mayor a la generada en 2014. La generación de energía eléctrica a través de la energía eólica ha crecido significativamente desde el 2005, de 5 GWh/año a 8,745.1 GWh, clasificándose como en la segunda fuente de generación renovable. Al final del 2015 se contaban con 32 plantas de generación donde 23 de ellas se encuentran en Oaxaca con una capacidad instalada de 2,308.6 MW en esa región. El área de Baja California, cuenta con una capacidad instalada de 166 MW y con una generación anual de electricidad de 272.6 GWh (SENER, 2016).

1.4.3 Energía hidráulica

Consiste en el aprovechamiento de la energía potencial al embalsar un río, debido a la diferencias de alturas se tiene agua a alta presión que es conducida hacia una turbina hidráulica desarrollando un movimiento giratorio en la misma la cual está conectada a un alternador donde se genera una corriente eléctrica (Islas Samperio y Hernández Muñoz, 2004).

Como ya se mencionó anteriormente la energía hidroeléctrica depende mucho del embalse del agua, sin embargo hoy en día corre un gran riesgo debido al cambio climático, ya que los grandes embalses al escasear el recurso priorizan su uso para el consumo humano y agrícola.

Al cierre del 2015 en México, se reportaron 97 centrales de generación hidroeléctrica con una capacidad total de 12,488.5 MW, solo 0.5% mayor que lo reportado en el año 2014. Las centrales hidroeléctricas más grandes del país son “Chicoasén”, con una capacidad efectiva de 2,400 MW y que al cierre del 2015 genero 4,317.5 GWh; la otra central es el

“Malpaso” con una capacidad de 1,080.0 MW y 3,179.4 GWh de generación de energía eléctrica. Ambas centrales se encuentran en el estado de Chiapas (SENER, 2016).

1.4.4 Energía geotérmica

El interior de la Tierra está constituido por magma y materia incandescente, a una profundidad de aproximadamente 6,370 km, se tiene un promedio de temperaturas cercano a los 4,500°C. Debido a que la temperatura de la superficie es mucho menor, este calor tiende a salir hacia la superficie en forma natural (Verma, 2000).

El calor proveniente del interior de la Tierra en forma de vapor a presión o del agua caliente almacenada en el subsuelo. Se utiliza en forma directa como calefacción, o bien, para generar electricidad (Jiménez Cisneros, 2005).

En 2015, se reportaron ocho plantas de generación eléctrica, 4 ubicadas en el estado de Baja California en el campo Cerro Prieto; una en Nayarit en Domo de San Pedro; una en Michoacán en Los Azufres; una en Puebla en Los Humeros, y la última en Baja California Sur, llamada Las Tres Vírgenes, las cuales juntas tuvieron una capacidad de 925.6 MW (SENER, 2016).

1.5 Refrigeración

Hoy en día los sistemas de refrigeración y aire acondicionado tienen un papel importante en la vida cotidiana de las personas, esto se debe a la variedad de aplicaciones que existen para dichos sistemas tales como: climatización de edificios y vehículos, conservación de alimentos, procesos industriales, entre otras.

El término de refrigeración incluye el proceso de enfriamiento para conservar los alimentos, así como el enfriamiento de confort conocido comúnmente como aire acondicionado. Uno de los usos más valiosos de la refrigeración es para la conservación de los alimentos la cual retrasa el crecimiento de las bacterias, para ello necesita estar entre el rango de temperatura de entre 1 a 7 °C, a esta temperatura en la industria se le conoce como temperatura media, y por debajo de -18 °C se considera como temperatura baja; los sistemas de alta temperatura son los equipos de aire acondicionado (Whitman y Johnson, 2013).

La refrigeración se puede definir como el proceso de extracción de calor de un objeto, o una sustancia, transfiriéndola a un disipador de calor de temperatura más alta. La refrigeración mantiene la temperatura del objeto por debajo de la de sus alrededores mientras transfiere el calor extraído a un disipador de calor, aire atmosférico o agua de superficie (Wang S. , 2001).

1.6 Refrigeración solar

Son sistemas que usan la energía solar para la refrigeración de ambientes. Su aplicación más frecuente es para acondicionamiento de aire en edificios. Existen sistemas basados en energía fotovoltaica y otros en energía solar térmica. En la actualidad existen varios sistemas de enfriamiento solar como son:

1.6.1 Enfriamiento solar por compresión eléctrica

Un sistema de refrigeración solar eléctrico consiste principalmente en paneles fotovoltaicos y un dispositivo de refrigeración eléctrico. Los COP de enfriamiento de las máquinas de compresión de vapor en esos sistemas oscilan entre 1.1 y 3.3, con temperaturas de evaporación de entre 5 y 15°C y temperaturas del condensador entre 45 y 61°C (Kim y Ferreira, 2008).

Básicamente el funcionamiento es sencillo, ya que usando los paneles fotovoltaicos la radiación solar es transformada en energía eléctrica, la cual alimenta a una motor que mueve el compresor del dispositivo de enfriamiento como se puede mostrar en la Figura 1.4.

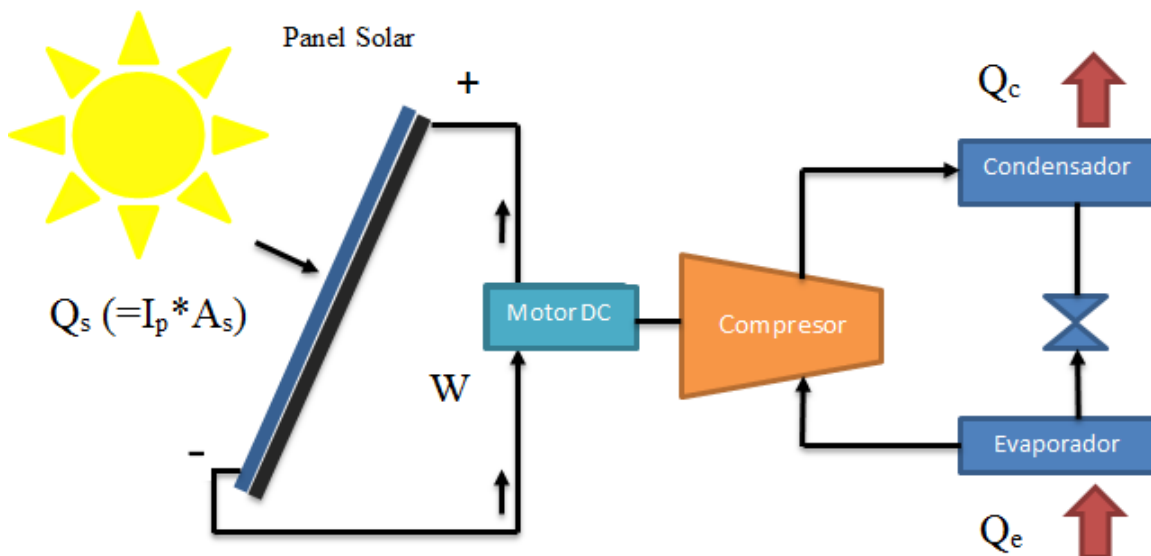


Figura 1.4. Diagrama esquemático de una compresión solar eléctrica.

Donde Q_s es el flujo de calor por la radiación solar (kW), I_p es la radiación solar perpendicular a la superficie del colector (kW/m²), A_s es el área de captación del panel fotovoltaico (m²), W es la potencia eléctrica generada por el panel solar (kW), Q_c es el calor que desecha el condensador (kW) y Q_e es el calor absorbido por el evaporador (kW).

1.6.2 Enfriamiento solar por compresión termo-mecánica

En un sistema de refrigeración termo-mecánico solar, un motor térmico convierte el calor solar en trabajo mecánico, el cual acciona un compresor mecánico de una máquina de refrigeración por compresión de vapor como se puede mostrar en la Figura 1.5 (Kim y Ferreira, 2008).

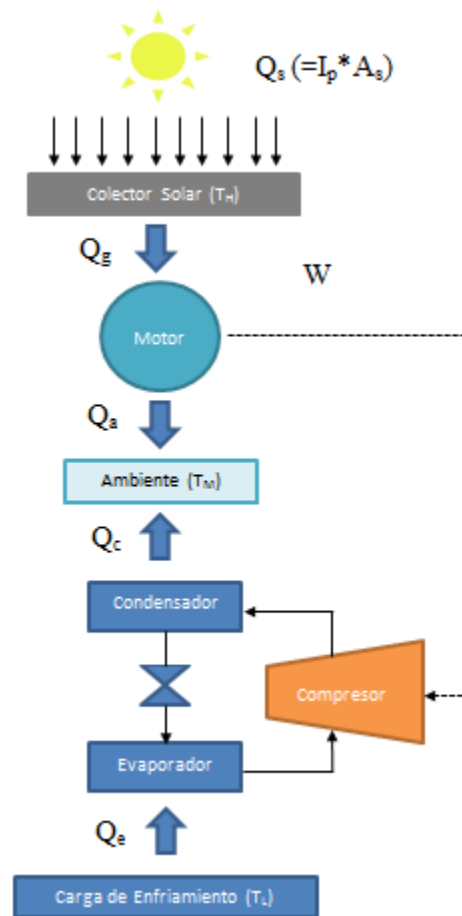


Figura 1.5. Sistema de refrigeración solar termo-mecánico.

Donde Q_s es el flujo de calor por la radiación solar (kW), I_p es la radiación solar perpendicular a la superficie del colector (kW/m²), A_s es el área de captación del colector solar (m²), W es el trabajo mecánico obtenido por la máquina térmica (kW), Q_g es el calor útil obtenido para producir el trabajo mecánico (kW), Q_e es el calor absorbido por el evaporador (kW), Q_c es el calor que desecha el condensador (kW) y Q_a es el calor que desecha la máquina térmica (kW), T_H es la temperatura alta, T_M en la temperatura media y T_L es la temperatura baja.

1.6.3 Enfriamiento solar por sorción

La refrigeración solar por sorción utiliza la atracción física o química entre un par de sustancias para producir un efecto de refrigeración. Un sistema de sorción es la única en transformar la energía térmica directamente en energía de refrigeración. Entre el par de sustancias, la sustancia con menor temperatura de ebullición se llama sorbato y la otra se llama sorbente, cabe señalar que el sorbato es el refrigerante (Kim y Ferreira, 2008).

Como se puede observar en la Figura 1.6 el sistema por sorción tiene varios componentes, un absorbedor que es donde se lleva a cabo la sorción, el generador que es donde se realiza la desorción, además que es el que recibe el calor que proviene del colector solar, el cual se utiliza para evaporar una parte del refrigerante del sorbente. Después el vapor de refrigerante generado pasa al condensador donde transfiere calor al ambiente y cambia su fase al estado líquido. Posteriormente el refrigerante pasa al evaporador donde nuevamente el fluido se evapora absorbiendo calor del objeto a enfriar. Por último el refrigerante evaporado vuelve a ser absorbido por el sorbente que viene del generador, y así reiniciando el ciclo.

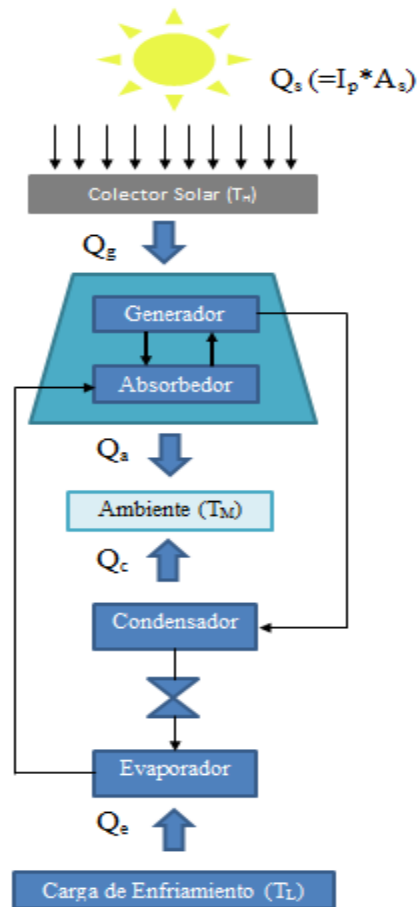


Figura 1.6. Sistema de refrigeración solar por sorción.

Dentro del proceso de sorción se encuentran:

La absorción: La refrigeración por absorción es la más usada para la refrigeración solar, ya que requiere de una entrada eléctrica de aproximadamente del 5% de la capacidad de enfriamiento (Wang et al, 2009), las dimensiones físicas son más pequeñas que las de una máquina de adsorción, esto se debe a que el absorbente tiene un alto coeficiente de transferencia de calor (Kim y Ferreira, 2008).

La adsorción: Existe la adsorción física en donde los adsorbentes tienen una estructura altamente porosa la cual ayuda a retener y capturar el refrigerante. Cuando se saturan pueden regenerarse solamente calentándolos. También existe la adsorción química que se caracteriza por el fuerte enlace químico entre el adsorbato y el adsorbente, por lo cual es difícil invertir ya que requiere más energía para eliminar las moléculas adsorbidas que en la adsorción física (Kim y Ferreira, 2008).

Los desecantes: El enfriamiento por desecante o por sorción abierta usa el sorbente para deshumidificar el aire. Los desecantes pueden estar en fase líquida o sólida, ejemplos de ellos es el bromuro de litio. Para un sistema de enfriamiento con desecante líquido, el desecante circula entre el absorbente y un generador como en un sistema de absorción. La principal diferencia es que la temperatura de equilibrio del desecante líquido se determina por la presión parcial del agua en el aire húmedo al que está expuesta la solución y no por la presión total (Kim y Ferreira, 2008).

1.7 Consumo de energía por refrigeración

En México en el año 2015, en términos de usos finales de la energía del sector residencial se estima que, en promedio nacional, la energía térmica representó el 73% del total del sector, y el consumo eléctrico consumió el 27% restante. De la energía térmica consumida el 72.8% fue destinada a la cocción de alimentos y el 27.2% se usó en el calentamiento del agua. En el caso de los usos finales eléctricos como se puede mostrar en la Figura 1.7, los principales fueron la refrigeración de alimentos con 21.2% y con el mismo porcentaje el acondicionamiento de espacios. También se incorporó las modernas tecnologías con sistemas de *stand by* el cual representó el 5.6% del consumo de electricidad en el 2015 (CONUEE, 2018)

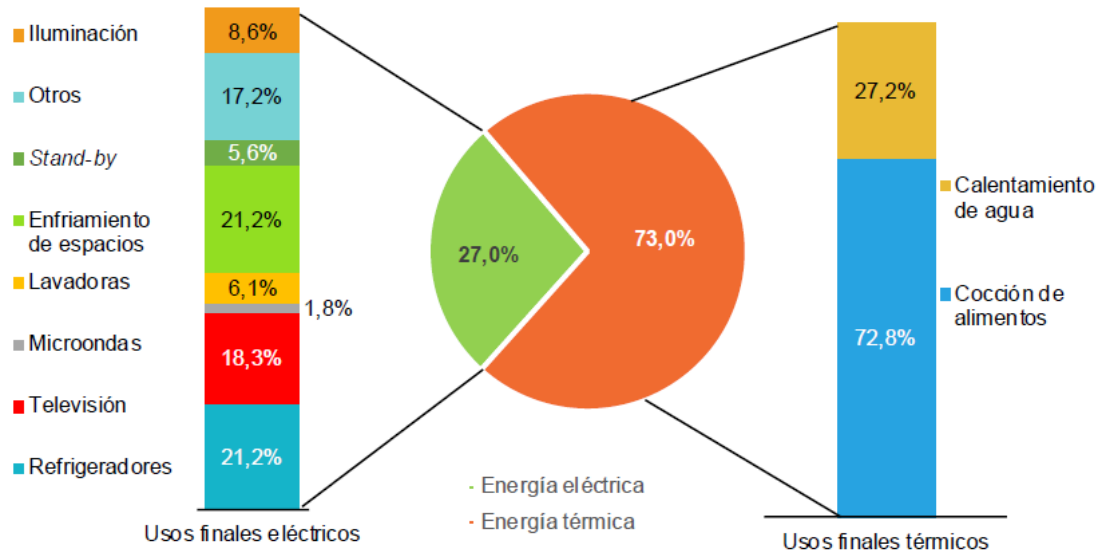


Figura 1.7. Distribución del consumo de energía por uso final en el sector residencial
Fuente: 2015 (CONUEE 2018).

El consumo de energía por acondicionamiento de ambiente tiene una distribución geográfica diferente en cada uno de los sectores. El consumo del sector residencial se concentra en las regiones geográficas con clima cálido, mientras que el consumo del sector comercial y público ocurre en la totalidad de las regiones del país, debido a que estas edificaciones frecuentemente cuentan con equipos de acondicionamiento de ambiente.

En México en total se contabilizan poco más de 7 millones de equipos de aire acondicionado en uso en las casas del país, la distribución de equipos en el país se pueden observar a continuación en la Figura 1.8 (SENER, CONUEE, e INEGI, 2018).

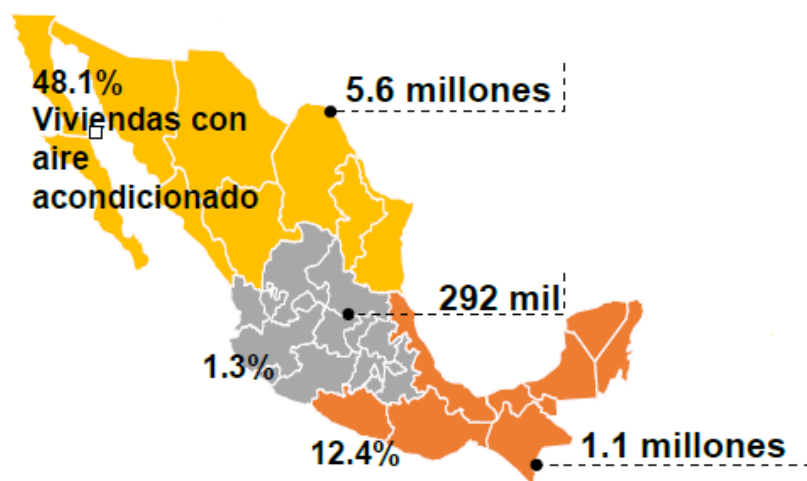


Figura 1.8. Número de equipos de aire acondicionado por región climática (Fuente: INEGI, ENCEVI-2018)

1.8 Revisión bibliográfica

Para el desarrollo del presente proyecto se realizó la revisión de diferentes tecnologías que usan la mezcla amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) y de agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$), así como también de los sistemas de enfriamiento que son enfriados por aire.

1.8.1 Investigación experimental

Gu et al. (2008) presentan un nuevo sistema de refrigeración por absorción de bromuro de litio sin el uso de una bomba de solución y utilizando un segundo generador. Este segundo generador junto con un tubo de elevación de termosifón hace que la temperatura de conducción mínima requerida de la fuente de calor sea de 68°C y no de 100°C como lo usan los sistemas tradicionales de refrigeración por absorción. Reportan que el COP incremento un 48.5% con una temperatura de la fuente de 68°C , el rendimiento del absorbedor aumento incluso con una concentración inicial más baja del 47%.

Bermejo et al. (2010) presentan un enfriador por absorción con la mezcla de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ de doble efecto con una capacidad de enfriamiento de 174 kW. Donde reportan un COP promedio de 1.1. a 1.25, con temperaturas del generador que oscilaban entre 160 y 145°C , proveniente de un campo de colectores solares, la temperatura del condensador era de entre 30 y 36°C y la temperatura del evaporador de entre 8 y 12°C . Obtuvieron una potencia de enfriamiento de 135 kW que fue el 77% de su capacidad. Sin embargo obtuvieron una potencia de enfriamiento de 70 KW (40% de su capacidad) cuando se perdió el vacío en el evaporador.

Achuthan et al. (2011) utilizaron en un sistema de refrigeración compacto para aplicaciones de pequeña capacidad con micro boquillas las cuales las introdujeron en el evaporador y en el absorbedor para regar el refrigerante (agua) de la mezcla de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ con el objetivo de aumentar la transferencia de calor con una absorción efectiva en el evaporador y en el absorbedor. El COP del sistema mejoró con el uso de la micro boquilla paso de 0.3 a 0.6 ya que la transferencia de calor ha mejorado en el evaporador. La temperatura del agua al generador óptima fue de 95°C . La introducción de boquillas en el evaporador mejora el rendimiento del sistema.

González-Gil et al. (2011) describen un prototipo de refrigeración por absorción con la mezcla de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ el cual es enfriado por aire y utiliza un absorbedor adiabático de hojas planas. Un punto que destacan los autores es que el absorbedor y el condensador son enfriados directamente por el aire del exterior. El prototipo obtiene valores de COP diarios de 0.6, con una capacidad de enfriamiento que varía de 2 kW a 3.8 kW. La temperatura del agua enfriada alcanzó un mínimo de 12.8°C , con temperatura de condensación inferiores a 50°C y de absorción de 46°C , incluso cuando las temperatura del exterior era de 40°C y temperaturas de generación entre 85 y 110°C .

Marcos et al. (2011) proponen un método para optimizar el COP de enfriadores por absorción de doble y simple efecto enfriados por aire y agua que usan la mezcla de LiBr-H₂O. Con el método determinan el efecto de la temperatura de condensación y la variación de concentración de la solución, definiendo el límite de cristalización para diferentes escenarios. Los sistemas de absorción de un solo efecto enfriados por aire, teniendo una temperatura de generación entre 98.5°C a 110°C y una temperatura de condensación de 45°C, 50°C y 55°C alcanzan los valores de COP que varían entre 0.65 y 0.72, además que generan del 56% al 57% del refrigerante total cuando la temperatura de generación es alta.

Lizarte et al. (2012) realizaron los trabajos experimentales de un prototipo de un enfriador por absorción enfriado directamente por aire con una capacidad de enfriamiento de 4.5 kW, con el fluido de trabajo de LiBr-H₂O. No tuvieron problemas de cristalización a pesar que la temperatura del generador alcanzó los 109°C, alcanzaron enfriar agua a 14.3°C y obtuvieron un COP de 0.53. Concluyeron que con los resultados obtenidos en el prototipo que estudiaron son un gran indicador de que la tecnología puede ser utilizada en edificios residenciales en el futuro.

Yin et al. (2012) muestran el diseño de un sistema de enfriamiento de absorción solar de pequeña capacidad (<50 kW), con una capacidad de carga de enfriamiento de 8 kW usando la mezcla de LiBr-H₂O. Con una temperatura de generación de 84°C lograron obtener un COP promedio del enfriador de 0.31 y la temperatura del agua a la salida de 15°C.

Lizarte et al. (2013) compararon un enfriador de absorción comercial enfriado indirectamente por aire contra un prototipo de enfriador por absorción enfriado directamente por aire. Ambos usan la mezcla de LiBr-H₂O. Los experimentos se realizaron con la temperatura del aire a bulbo seco entre 28 y 37°C. La temperatura de generación para el enfriador comercial fue de 105°C para evitar la cristalización mientras que para el prototipo fue de 120°C. El prototipo entregó agua fría a 16°C y el enfriador comercial a 18°C. El COP térmico fue de 0.55 en el enfriador comercial, en comparación con 0.62 en el prototipo.

Yin et al. (2013) diseñaron un sistema de enfriamiento por absorción solar de baja capacidad de 8 kW, para el acondicionamiento de un cuarto. Utilizan una temperatura de generación proveniente de un banco de colectores de 85 °C, teniendo como resultado el enfriamiento del agua a 12.8 °C. Reportan que la temperatura del aire al interior disminuye con el aumento de la intensidad de la radiación solar, así como la disminución de la temperatura ambiente.

Ming et al. (2016) investigaron el rendimiento de un sistema de enfriamiento por absorción de LiBr-H₂O de 23 kW alimentado por energía solar. Obtuvieron un coeficiente de refrigeración promedio que oscila entre 0.11-0.27 en diferentes condiciones climáticas. El coeficiente de enfriamiento aumentó con el incremento de la temperatura del agua

caliente proveniente de los colectores parabólicos. Según el estudio utilizaron valores que van entre 50 y 90 °C, la temperatura del agua al ambiente estaba entre el rango de 28 y 36 °C y el agua enfriada tenía un temperatura entre 10 y 14°C.

Cai y He, (2016) analizaron experimentalmente el rendimiento térmico de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple enfriado por aire con soluciones de nitrato de litio-amoniaco y tiocianato de sodio-amoniaco. Para el sistema $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, alcanzó una temperatura de evaporación de -13°C con un COP promedio de 0.15 y su capacidad de refrigeración de 670 W. Para el sistema $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ obtuvo una temperatura de evaporación medida de -7.5°C y un COP promedio de 0.2 con una capacidad de refrigeración de 590 W. Se observó que en condiciones similares de trabajo el sistema de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ alcanza una temperatura de evaporación menor que el sistema $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. Con los resultados se demuestra la capacidad que tienen los sistemas absorción de amoniaco-sal enfriados por aire para fines de congelación.

Hareh et al. (2016) realizaron el análisis energético de un sistema de absorción de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ con una capacidad de enfriamiento de 140 kW. Analizaron el efecto de las temperaturas de salida de los componentes principales sobre la carga térmica. Obtuvieron como resultado que la carga de calor en el generador y el absorbedor aumenta con el aumento de la temperatura de salida del condensador y el generador y se reduce cuando la temperatura de salida del evaporador y el generador incrementa simultáneamente, encontraron que el COP aumenta al aumentar la temperatura de salida del generador, lo que mantiene constante la temperatura de salida del condensador, pero cuando aumenta la temperatura de salida del condensador, el COP tiende a disminuir.

Azhar y Siddiqui, (2017) llevaron a cabo un análisis de energía y exergía del ciclo de absorción de vapor de bromuro de litio y de doble efecto, para optimizar las temperaturas del generador principal y el condensador-generador secundario. Cuando el sistema funcionó con temperaturas fijas en el condensador-generador secundario el COP y la eficiencia exergética aumentaron, de la misma manera ocurrió cuando incrementó la temperatura en el generador principal. El COP máximo que obtuvieron fue de 1.7 con la temperatura del condensador secundario de 60°C , la temperatura del generador secundario de 59.5°C , temperatura de generación de 80.4°C , una temperatura de evaporación de 20°C y 30°C en el condensador principal. Mientras que para la eficiencia exegética que fue de 40.3% usaron una temperatura de generación de 101°C , de evaporación de 5°C y del condensador de 30°C , en el condensador secundario fue de 65°C y en el generador secundario fue de 64.4°C .

Xu y Wang, (2018) realizaron la comparación de cinco ciclos de refrigeración por absorción refrigerados por aire, que incluye tres ciclos de absorción y dos ciclos de absorción semi-GAX (intercambio de calor generador-absorbedor). Realizaron una simulación en estado estacionario para las mezclas LiBr-H₂O y NH₃-H₂O, donde las temperaturas de la fuente de calor fueron de 75-100°C y las temperaturas del aire de 20-40°C. Concluyeron que el ciclo de absorción de doble elevación con la mezcla de H₂O-LiBr es el adecuado para aire acondicionado, cuando las temperaturas de la fuente de calor son bajas y para cuando se requieren de temperaturas de enfriamiento con temperaturas bajo cero, el sistema más adecuado es el anterior ya mencionado pero usando la mezcla de amoníaco-agua.

Chen et al. (2018) presentan un enfriador por absorción para aplicación residencial que trabaja con la mezcla de LiBr-H₂O de simple efecto enfriado por aire. La temperatura de generación era de 80 a 90°C, con una temperatura de evaporación de 8.6°C, una temperatura del aire interior de 26.6°C y una temperatura de evaporación de 14.5°C siendo la temperatura ambiente de 35°C. Cuando la temperatura ambiente fue alta alcanzó un COP de 0.65 y una capacidad de enfriamiento de 4.6 kW.

1.8.2 Investigación teórica

Zinet et al. (2012) desarrollaron un modelo dinámico para la simulación de un sistema de absorción con la mezcla bromuro de litio agua de simple efecto y es enfriado por aire. El modelo es capaz de simular el rendimiento detallado del sistema de enfriamiento consistentemente. La respuesta del sistema a los cambios de parámetros de entrada básicos parece ser realistas cualitativamente.

Calise, (2012) presenta el modelo dinámico de un sistema de calefacción y refrigeración solar basada en el acoplamiento de los colectores de canal parabólicos con un enfriador de absorción de LiBr-H₂O de doble etapa, donde la energía auxiliar fue suministrada por un calentador de biomasa. En este estudio proporciona calefacción y refrigeración de espacios y agua caliente doméstica durante un año. El sistema como el espacio a acondicionar se simuló en TRNSYS para evaluar el rendimiento del sistema en diversas condiciones climáticas. Donde obtuvieron como resultado que el sistema investigado es competitivo para la mayoría de las ubicaciones analizadas, aunque la rentabilidad económica es mayor en los climas cálidos.

Gebreslassie et al. (2012) abordan el uso de ciclos de refrigeración por absorción combinados con energía solar para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en el sector de refrigeración. Este estudio lo realizaron en un sistema con la mezcla de amoníaco-agua (NH₃-H₂O) con la capacidad de enfriamiento de 100 kW, y demostraron que si se puede reducir el índice de emisiones de CO₂ hasta un 81.2% pero que económicamente no es atractivo ya que puede aumentar hasta un 52.2% el costo total.

Evola et al. (2013) presentan un modelo matemático para la simulación dinámica de un enfriador por absorción de LiBr-H₂O, el modelo se basa en los balances de masa y energía aplicados a los componentes internos del sistema no estacionario. La validación la realizaron a través de datos experimentales recopilados en una unidad comercial de pequeña capacidad refrigerada por agua usando solo los valores de la temperatura del agua de salida de la máquina. Como resultado obtuvieron valores cercanos entre los experimentales y los simulados.

Best y Rivera, (2015) en este trabajo presentan una revisión del desempeño y desarrollo de los sistemas de enfriamiento térmicos. Esta revisión incluye los estudios teóricos y experimentales de absorción, adsorción, desecantes (líquidos y sólidos), eyecto-compresión y sistemas híbridos. La revisión pretende reflejar las investigaciones más importantes sobre las tecnologías de la refrigeración.

Marc et al. (2015) presentan un modelo dinámico de un sistema de absorción de simple efecto que funciona con la mezcla de LiBr-H₂O que funciona sin sistemas de respaldo. El modelo numérico se basa en los balances de masa y energía de cada componente, las ecuaciones de estado y las ecuaciones de transferencia de calor.

Ochoa et al. (2016) realizaron un análisis dinámico de un enfriador por absorción de bromuro de litio agua de efecto simple. El modelo matemático se desarrolló basándose en las ecuaciones de conservación de la masa, la energía, que considera las correlaciones de los coeficientes de convección de los procesos de refrigeración por absorción para determinar los coeficientes de transferencia de calor de los enfriadores. El modelo tiene la capacidad de simular y predecir el comportamiento de los parámetros internos y externos, como la temperatura, las concentraciones y las presiones cuando estos están sujetos a la fuente de alimentación. Las mayores diferencias de temperaturas fueron 1°C para el agua fría, 0.7°C de agua caliente y 0.2°C de agua fría de salida. Y obtuvo un COP calculado a 95°C fue de 0.61, que es cerca del COP proporcionado por el fabricante (0.64).

Yu et al. (2016) construyeron un modelo dinámico de un enfriador por absorción con la mezcla de LiBr-H₂O de simple efecto. Aplican la correlación de Holman para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor del evaporador, el condensador y el intercambiador de calor de solución y el generador. Para evitar la cristalización de la mezcla cuando el agua de refrigeración tiene la temperatura de 19°C, la temperatura de generación debe ser inferior a 86 °C. Si la temperatura del agua de refrigeración es superior a 27°C, no se producirá la cristalización.

1.9 Justificación

El desarrollo económico y social de los países dependen de los recursos energéticos; y México tiene una gran potencial en cuanto al uso de energías alternativas; como es el caso de la energía solar. Por tal motivo es de suma importancia ir cambiando nuestros sistemas de producción de energía basados en combustibles fósiles cuya extracción y uso generan GEI, además que los combustibles fósiles son finitos o bien que la demanda energética sea mayor a la cantidad de combustibles fósiles existentes; hacia sistemas de producción con energías renovables, los cuales reducen la generación de GEI y no son limitadas como los combustibles fósiles.

Como se puede observar en la revisión bibliográfica existen novedosos sistemas que hacen uso de la energía renovable para la climatización de espacios y la conservación de alimentos los cuales usan la mezcla de amoníaco- agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) y bromuro de litio- agua ($\text{BrLi-H}_2\text{O}$), cuya mezcla es amigable con el medio ambiente ya que no emite gases que afecten mucho a la capa de ozono.

Es por ello que en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM (IER-UNAM), se evaluará un sistema de absorción enfriado por aire, cuyo diseño fue llevado a cabo por Soto-Parra, (2019), el sistema tiene una capacidad de enfriamiento de 9 kW, y dicha evaluación del sistema será usando la mezcla amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). Cabe señalar que esta evaluación variando los flujos en el sistema de refrigeración nadie la ha echo y es necesaria para poder observar cómo es el comportamiento del sistema cuando se varían los flujos máscicos del agua del generador y la de la bomba de solución, y el flujo volumétrico del extractor de aire.

1.10 Objetivos

1.10.1 Objetivo general

Evaluar un sistema de enfriamiento solar enfriado por aire, variando los flujos máscicos del agua del generador y la de la bomba de solución, y el flujo volumétrico del extractor de aire usando la mezcla de amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$).

1.10.2 Objetivo específico

- Puesta a punto del equipo (limpieza del equipo, pruebas de hermeticidad, y llenado con la mezcla amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)).
- Operar el sistema bajo condiciones controladas y variando el flujo del extractor, el flujo del agua de calentamiento del generador y el flujo de la bomba de solución.
- Analizar el impacto que tiene cada una de las variables evaluadas sobre el coeficiente de operación interno (COP_{int}) y coeficiente de operación externo (COP_{ext}).

1.11 Estructura de la tesis

Este trabajo consta de cinco capítulos que están estructurados de la siguiente manera:

En el capítulo 1 se habla acerca de la situación energética del país y del cambio climático, se comentan las fuentes de energías renovables existentes en México así como su impacto energético que tiene cada una de ellas. Después se da una breve descripción de los diferentes tipos de tecnología que existen de refrigeración solar; se comenta brevemente el consumo de energía en el sector residencial en el área de refrigeración. Por último se llevó a cabo la revisión bibliográfica, la justificación y los objetivos del trabajo.

En el capítulo 2 se presentan los fundamentos teóricos de los ciclos de refrigeración. Se introducen los conceptos de la primera y segunda ley de la termodinámica, y el principio de operación del ciclo de Carnot, se explica el funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión y del ciclo de absorción el cual representa mayor interés debido a que este sistema de enfriamiento es el que se desarrollará en este proyecto de tesis. Se habla de los fluidos de trabajo desde las características que debe de tener un refrigerante y un absorbente; y se dan ejemplos de las principales mezclas de trabajo más utilizadas.

En el capítulo 3 se describe a detalle los componentes que conforman el sistema de refrigeración, el llenado del equipo con la mezcla de trabajo amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), el principio de operación del sistema y los procedimientos necesarios para ponerlo en funcionamiento, así como también los pasos a seguir en cuando de apaga el sistema.

En el capítulo 4 se describe la metodología para realizar la experimentación, estableciendo las condiciones de operación. Se presentan los resultados obtenidos por la evaluación experimental del sistema de refrigeración. También se presenta el análisis de los resultados.

En el capítulo 5 se presentan las conclusiones de los resultados obtenidos en la experimentación y se proponen nuevas recomendaciones correspondientes al sistema de refrigeración para futuras evaluaciones.

Capítulo 2 Marco teórico

En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos de los ciclos de Refrigeración. En este apartado se introducen conceptos de la primera y segunda ley de la termodinámica y el principio de operación del ciclo de Carnot, además se explica el ciclo inverso de Carnot también llamado ciclo de refrigeración de Carnot, se comenta el funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión y por último el ciclo de absorción el cual representa mayor interés debido a que este sistema de enfriamiento es el que se desarrollará en este proyecto de tesis. Sin olvidarnos de los fluidos de trabajo se hablan de las características esenciales que debe de tener un refrigerante y un absorbente; además se dan ejemplos de las principales mezclas de trabajo más utilizadas.

2.1 Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica enuncia el principio de la conservación de la energía el cual expresa que la energía no se crea ni se destruye, solo se trasforma de una forma a otra, por lo cual cada cantidad de energía se debe justificar durante un proceso, dado que para todos los procesos adiabáticos de un sistema cerrado, la energía total del sistema solo va a depender del estado inicial y final del sistema, y esta energía total del sistema será igual al trabajo total del sistema.

2.1.1 Balance de energía

El principio de conservación de la energía se expresa como: el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. (Cengel y Boles, 2012)

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cambio en la energía} \\ \text{total del sistema} \end{array} \right)$$

El balance de energía para un sistema que experimenta cualquier clase de proceso se expresa como:

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en las energías interna, cinética, potencial, etc.}} \quad [kJ] \quad (2.1)$$

O, por tiempo, como:

$$\frac{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}{\text{transferencia de energía por calor, trabajo y masa por tiempo}} = \frac{dE_{\text{sistema}}/dt}{\text{cambio de las energías interna, cinética, potencial, por tiempo.}} \quad [kW] \quad (2.2)$$

Cuando no existen efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial (sistemas simples comprensibles), el cambio en la energía total del sistema durante un proceso es la suma de los cambios en sus energías internas, cinética y potencial, que se expresa como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (2.3)$$

Donde

$$\Delta U = \dot{m}(u_2 - u_1) \quad (2.4)$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} \dot{m}(V_2^2 - V_1^2) \quad (2.5)$$

$$\Delta EP = \dot{m}g(z_2 - z_1) \quad (2.6)$$

Por otra parte, para completar el balance de energía, es importante señalar que la energía se puede transferir desde o hacia un sistema mediante tres mecanismos diferentes que son: calor, trabajo y flujo másico, estas se producen cuando la energía cruza la frontera del sistema y esto representa que tanta energía gana o pierde un sistema durante un proceso.

En un sistema cerrado las formas de interacción de la energía es la transferencia de calor y el trabajo, debido a que como es un sistema cerrado no entra ni sale masa del sistema.

-Transferencia de calor, (Q). Cuando el sistema gana calor (hacia el sistema) incrementa la energía de las moléculas, por tanto también del sistema, del caso contrario que el sistema pierda calor (desde el sistema) la energía del sistema disminuye ya que pierden energía las moléculas del sistema.

-Transferencia de Trabajo, (W). El trabajo realizado a un sistema incrementa la energía en este, mientras que el trabajo realizado por el sistema la disminuye, debido a que la energía transferida como trabajo deriva de la energía contenida en el sistema. Las turbinas de vapor, gas o hidráulicas producen trabajo, mientras que los compresores, bombas y mezcladoras consumen trabajo.

-Flujo másico, (\dot{m}). El flujo másico que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo de transferencia de calor, ya que cuando entra una masa a un sistema, incrementa

la energía ya que la masa lleva energía, por otro lado si la masa sale del mismo sistema pierde energía ya que la masa se lleva consigo energía que tomo dentro del sistema.

2.1.2 Ecuación de energía de un sistema en estado estacionario

Un proceso de flujo estacionario es aquel en el cual un flujo fluye de manera estacionaria dentro de un volumen de control y durante este proceso ninguna propiedad del fluido dentro del volumen de control cambia respecto al tiempo (Ecuación 2.7).

$$\sum \delta \dot{m}_e \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_e - \sum \delta \dot{m}_s \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_s \pm \sum \delta Q \pm \sum \delta \dot{W} = 0 \quad (2.7)$$

2.2 Segunda ley de la termodinámica

Para que un proceso pueda ser real necesita satisfacer la segunda ley de la termodinámica, una vez que ya se satisface la primera ley de la termodinámica; esta ley demuestra que la energía presente en este proceso, tiene calidad y cantidad, así como también dirección.

Para que un proceso pueda existir debe de satisfacer tanto la primera, como la segunda ley de la termodinámica, ya que existen procesos que cumplan la primera ley pero que no cumplan con la segunda ley, para esto en la segunda ley existe una propiedad llamada entropía, la cual es una medida del desorden molecular. Cuando existe un mayor desorden de las moléculas del fluido existirá un trabajo útil menor, mientras que a menor desorden existirá un trabajo útil mayor.

2.3 Máquinas térmicas

Las máquinas térmicas son dispositivos que convierten el calor de un sistema en trabajo, para ello requieren un fluido en el cual se trasfiere el calor mientras esta dentro del ciclo, y este fluido se conoce como fluido de trabajo.

Las Características principales que presenta una máquina térmica son (Cengel y Boles, 2012):

- 1.-Reciben calor de una fuente de alta temperatura (energía solar, resistencias, etcétera)
- 2.-Convierten parte de este calor en trabajo
- 3.-Rechazan el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmósfera, los ríos, etcétera)
- 4.- Operan en un ciclo

Un ejemplo claro de una máquina térmica se observa a continuación en la Figura 2.1.

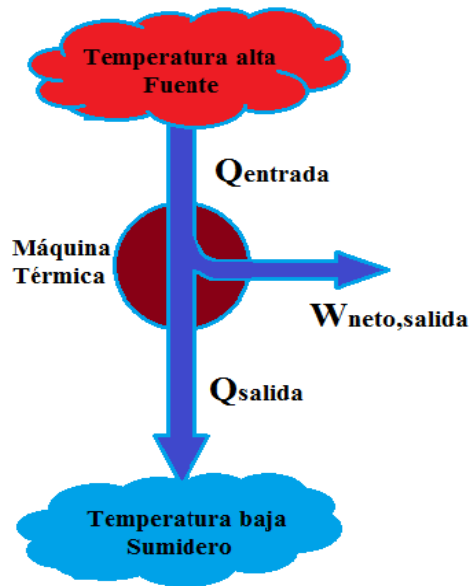


Figura 2.1. Máquina térmica

Eficiencia térmica

La salida total de trabajo siempre será menor que la cantidad de entrada de calor; esto quiere decir que solo una parte de calor transferido a una máquina térmica es convertida en trabajo.

La eficiencia térmica es la fracción de calor de entrada que es convertida en trabajo neto a la salida. La eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como:

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}} \quad (2.8)$$

O bien;
$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto, salida}}{Q_{entrada}} \quad (2.9)$$

Puesto que
$$W_{neto, salida} = Q_{entrada} - Q_{salida} \quad (2.10)$$

También se puede expresar como:

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} \quad (2.11)$$

Las máquinas térmicas como el refrigerador operan entre un medio de alta temperatura (T_H) y otro de baja temperatura (T_L), para uniformizar esto con las ecuaciones anteriores se tiene que, Q_H es el medio de alta temperatura a temperatura T_H y Q_L que es el medio que está a una temperatura T_L .

Ahora bien las expresiones anteriores de trabajo neto y eficiencias térmicas se pueden expresar como:

$$W_{neto,salida} = Q_H - Q_L \quad (2.12)$$

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto,salida}}{Q_H} \quad (2.13)$$

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.14)$$

Con el propósito de mostrar los fundamentos termodinámicos de un ciclo de enfriamiento por absorción es importante entender primero el funcionamiento del ciclo de Carnot, el ciclo de Carnot inverso, también llamado, ciclo de enfriamiento de Carnot, el ciclo de compresión de vapor que es el ciclo más conocido de enfriamiento y el ciclo de absorción.

Refrigeradores

Se sabe que el calor se trasfiere de un cuerpo con mayor temperatura hacia otro cuerpo de menor temperatura, esto ocurre por naturaleza. Pero ahora bien si se requiere de la transferencia de calor de un cuerpo con menor temperatura hacia otro de mayor temperatura se requiere de dispositivos cíclicos llamados refrigeradores.

En un ciclo de refrigeración se utiliza un fluido de trabajo llamado refrigerante, el ciclo de refrigeración que se utiliza con mayor frecuencia es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador como se puede observar en la Figura 2.2 que a continuación se muestra (Cengel y Boles, 2012).

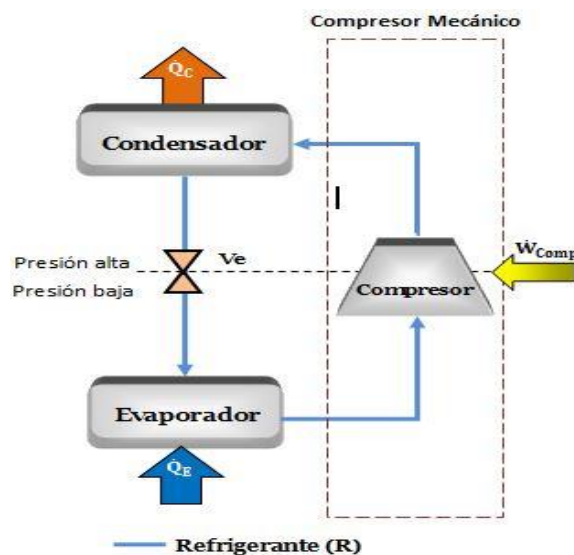


Figura 2.2. Componentes básicos de un sistema de refrigeración.

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP, siglas de *coefficient of performance*). El objetivo de un refrigerador es remover calor (Q_L) del espacio refrigerado. El COP de un refrigerador se puede expresar como:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.15)$$

Dado que $W_{\text{neto,entrada}} = Q_H - Q_L$ la Ecuación 2.15 puede reescribirse como:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (2.16)$$

El COP puede ser mayor a la unidad, esto se debe a que la cantidad de calor que se elimina del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo.

2.3 Ciclo de Carnot

La máquina térmica de Carnot, cuyo ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos, además que es posible llevarlo a cabo en un sistema cerrado o bien de flujo estacionario.

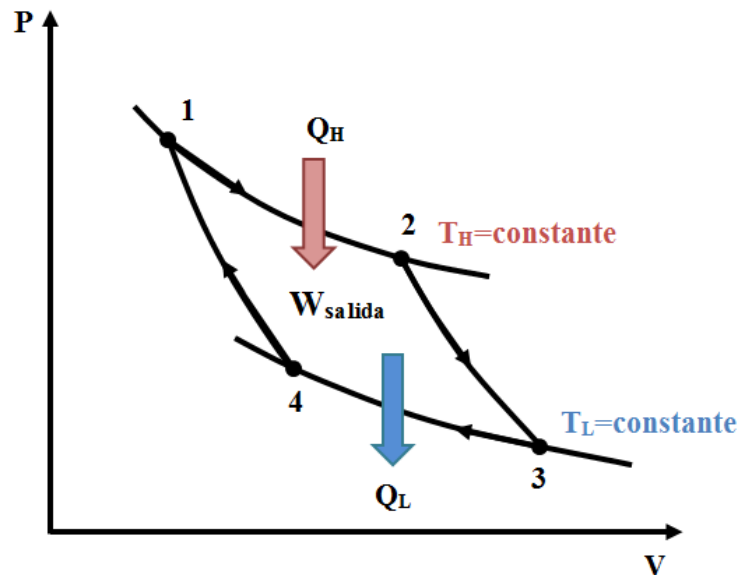


Figura 2.3. Diagrama P-V de un ciclo de Carnot

Los procesos reversibles que están presentes en el ciclo de Carnot son:

1.-Expansión isotérmica (proceso 1→2, $T_H = \text{constante}$). La temperatura del fluido se mantiene constante a la temperatura T_H , hasta que llega a la posición 2, en este proceso se suministra una cantidad de calor Q_H .

2.-Expansión isentrópica (proceso 2→3, temperatura disminuye $T_H \rightarrow T_L$). El fluido continúa expandiéndose del estado 2 hacia el estado 3 y realiza trabajo de salida (W_s) hacia sus alrededores y con ello su temperatura disminuye de T_H a T_L . La entropía se mantiene constante.

3.-Compresión isotérmica (proceso 3→4, $T_L = \text{constante}$). En este proceso se libera calor al ambiente (Q_L).

4.-Compresión isentrópica (proceso 4→1, temperatura incrementa $T_L \rightarrow T_H$). En el proceso 4→1 la temperatura incrementa del depósito de baja temperatura (T_L) al de alta temperatura (T_H), en donde hay una entrada de trabajo (W_e).

En la siguiente Figura 2.4 se puede mostrar el diagrama temperatura contra entropía, donde se muestran los procesos del ciclo ideal de Carnot.

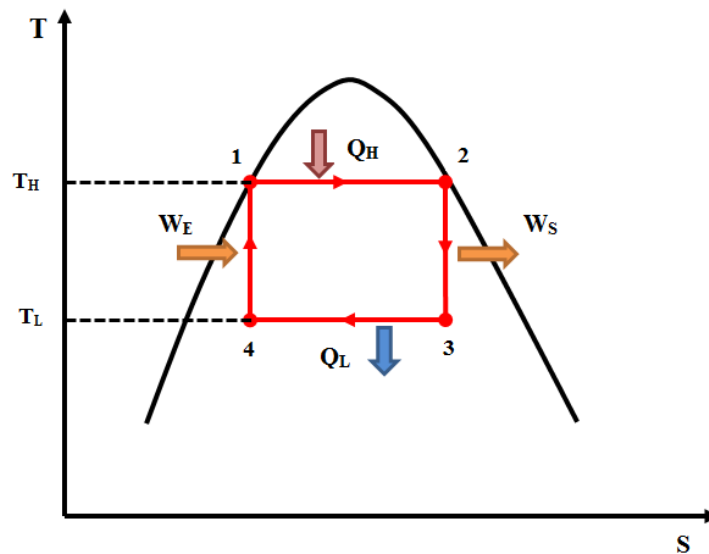


Figura 2.4. Diagrama T-s del ciclo ideal de Carnot.

Ahora bien aunque el ciclo de Carnot es el más eficiente por ser un ciclo reversible, el cual opera entre dos límites de temperaturas especificados, este no se puede lograr en la realidad, pero la eficiencia de los ciclos reales mejora al aproximarse al de Carnot.

2.4 Ciclo de refrigeración de Carnot

El ciclo de Carnot es un ciclo reversible, entonces los cuatro procesos de los que comprende el ciclo que son dos procesos isotérmicos y dos procesos isentrópicos pueden invertirse. Al invertir el ciclo de Carnot operaría al sentido contrario de las manecillas del reloj, es por el cual se le llama ciclo invertido de Carnot. Si un refrigerador opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como refrigerador de Carnot.

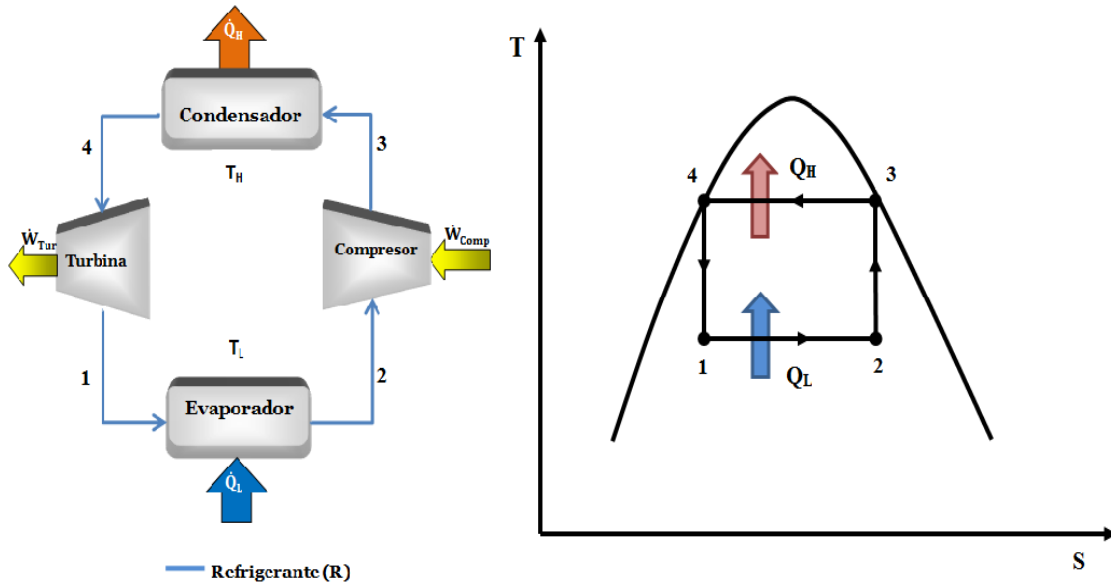


Figura 2.5. Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.

Considerando el diagrama T-s dentro de la campana de saturación de un refrigerante de la Figura 2.5, en el proceso 1→2 el refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L , se comprime isentrópicamente hasta el estado 3, donde la temperatura se eleva hasta T_H , rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3→4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 y la temperatura desciende hasta T_L .

El coeficiente de desempeño de los refrigeradores de Carnot se expresa en términos de la temperatura (K) como se puede mostrar en la Ecuación 2.17:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (2.17)$$

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura, por lo tanto se podría considerar como el ciclo ideal esperado para los refrigeradores.

El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3→4. Los procesos 1→2 y 3→4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2→3 y 4→1 no se pueden aproximar en la vida real esto debido a que en el proceso 2→3 incluye una compresión de un vapor húmedo, por lo tanto no se puede comprimir ya que lleva un líquido y los líquidos son incompresibles, y en el proceso 4→1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina (Cengel y Boles, 2012).

2.5 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Algunos aspectos de mal funcionamiento asociados con el ciclo invertido de Carnot como la compresión de vapor húmedo y la expansión del refrigerante que contiene alto contenido de humedad se pueden eliminar cambiando dos aspectos. El primero es evaporar por completo el refrigerante antes de que se comprima, y el segundo es sustituir la turbina por un dispositivo de estrangulamiento como lo es un tubo capilar o bien una válvula de expansión. El resultado del ciclo con estas modificaciones se denomina como ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor que se puede mostrar en la Figura 2.6 es el más utilizado en refrigeradores y en sistemas de acondicionamiento de aire. Este proceso se compone de cuatro procesos:

Proceso 1→2 (Compresión isentrópica en un compresor). Aquí el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura aumenta durante la compresión hasta un valor superior a la temperatura del medio circundante.

Proceso 2→3 (Compresión o condensación isobárica). El refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado de la transferencia de calor hacia los alrededores, aquí la temperatura del refrigerante se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

Proceso 3→4 (Expansión isentálpica). El refrigerante líquido del estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador ($P_4=P_1$ y $h_4=h_3$), y al pasarlo por una válvula de expansión, en este estado la temperatura del refrigerante desciende por debajo del espacio refrigerado.

Proceso 4→1 (Expansión isotérmica e isobárica). El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

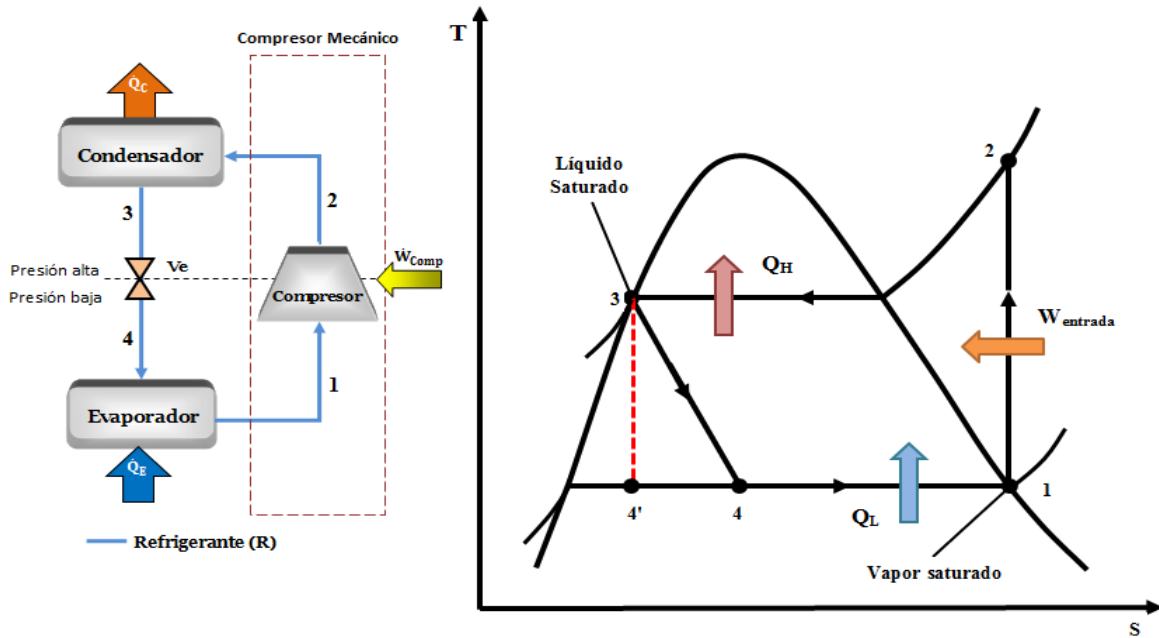


Figura 2.6. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

El COP de refrigeradores que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor se expresa como en la Ecuación 2.18:

$$COP_R = \frac{q_L}{W_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.18)$$

Donde para el caso ideal $h_1 = h_g \text{ a } P_1$ y $h_3 = h_f \text{ a } P_3$

La Ecuación 2.19 muestra cómo obtener el COP en el ciclo de refrigeración, se realiza tomando como base la capacidad de refrigeración, que es el flujo de calor transferido en el evaporador:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.19)$$

Con frecuencia esta capacidad se expresa en términos de toneladas de refrigeración, que se define como un flujo de calor de 211 kJ/min o 200 Btu/min, transferido desde la región fría, o bien el flujo de calor que absorbe el fluido que circula por el evaporador (Wark y Richards, 2001).

2.6 Sistema de refrigeración por absorción

Una forma de refrigeración cuando existe una energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200 °C es la refrigeración por absorción. Algunas fuentes de energía térmica barata

incluyen la energía geotérmica, la solar y el vapor de proceso. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales (Sarbu & Sebarchievici, 2013).

Los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Existen otros sistemas que solo están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, ya que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua, los sistemas son bromuro de litio-agua y el cloruro de litio-agua, donde el agua es el refrigerante.

En la Figura 2.7 se muestran los componentes de un sistema de absorción, donde en un sistema de absorción, el efecto de refrigeración es producido por la entrada de energía térmica. Después de absorber el calor del medio de enfriamiento durante la evaporación, el refrigerante de vapor es absorbido por un medio absorbente. Esta solución luego se calienta mediante calor residual, agua caliente o bien vapor. El refrigerante se vaporiza nuevamente y luego se condensa a líquido para comenzar nuevamente el ciclo de refrigeración (Wang S. , 2001).

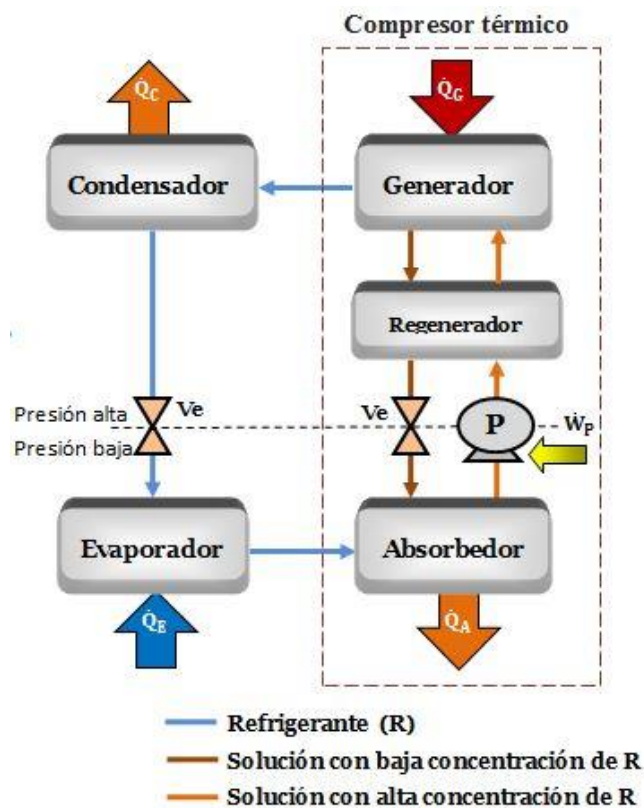


Figura 2.7. Ciclo de refrigeración por absorción.

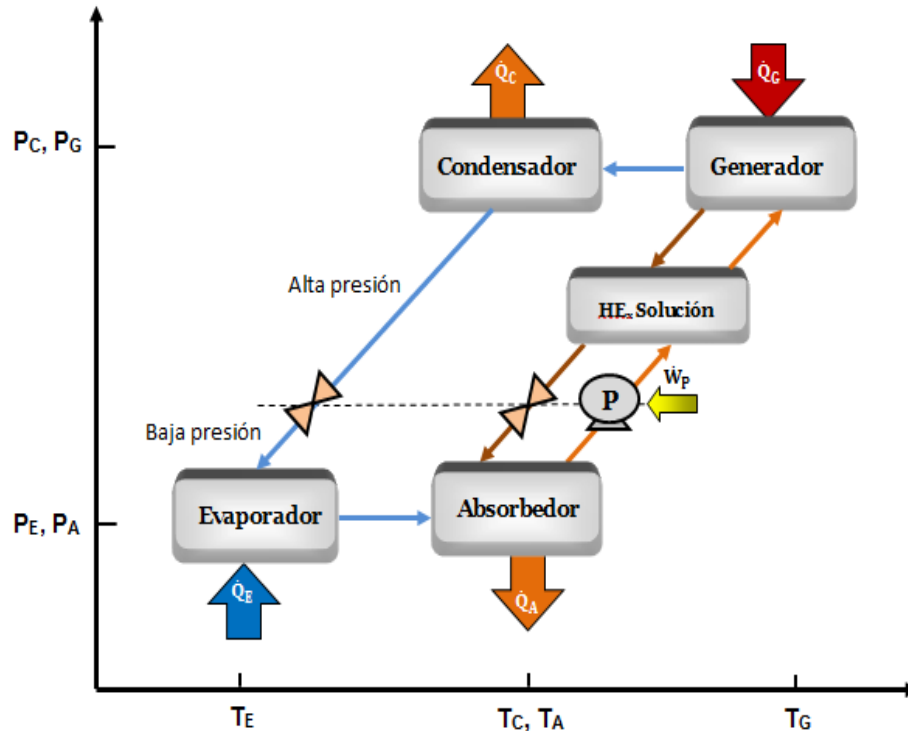


Figura 2.8. Diagrama P-T del ciclo de refrigeración por absorción.

El sistema de refrigeración por absorción es muy similar al sistema por compresión de vapor, la única diferencia es que el compresor es sustituido por un sistema de absorción que se compone de un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula de expansión y un rectificador, cabe destacar que estos sistemas funcionan solo para aquellos que el absorbente y el refrigerante son líquidos. Como se presentó en la Figura 2.8 en el diagrama P-T se pueden observar los componentes del sistema de absorción así también que en un sistema de absorción se manejan dos presiones una alta donde se encuentra el condensador y el generador y una baja donde se ubica el evaporador y el absorbedor, y tres diferentes temperaturas la del evaporador (T_E), la del condensador (T_C) y del absorbedor (T_A) que no es la misma pero es cercana y la temperatura del generador (T_G).

La ventaja del ciclo por absorción es que solo se requiere de una pequeña bomba que impulsa el líquido entre el absorbedor y el generador. El trabajo para impulsar esta bomba es menor en comparación con el trabajo requerido por el compresor en un sistema de compresión de vapor (Howell y Buckius, 1990).

El proceso de un sistema de refrigeración por absorción funciona de la siguiente manera: una solución de absorbente rico en refrigerante entra al generador, donde el calor transferido evapora el refrigerante. El proceso tiene lugar a una presión alta. El refrigerante sale del generador al estado 1 y se condensa a líquido en el estado 2; después se expande hasta una mezcla saturada a presión baja mediante una válvula de estrangulamiento (estado

3). A continuación el refrigerante entra al evaporador donde se transfiere calor de los alrededores para evaporar la fracción líquida del refrigerante saturado, produciendo un efecto de enfriamiento y un vapor del refrigerante saturado con una calidad del 100% (estado 4). El vapor del refrigerante entra a un absorbedor, donde es absorbido por el fluido absorbente que previamente había sido transferido del generador después de que se le había extraído el refrigerante. La mezcla refrigerante absorbente del absorbedor se bombea hasta la presión elevada del generador. Un intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador mejora la eficiencia del sistema, mediante el enfriamiento del absorbente caliente antes de que entre al absorbedor (mejorando su capacidad de absorción que depende de la temperatura). Además, la mezcla que regresa del absorbedor al generador se precaliente en el regenerador, requiriendo así una transferencia de calor menor desde la fuente externa del generador.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como se muestra en la Ecuación 2.20:

$$COP_{\text{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba, entrada}} + W_{\text{extr}}} \quad (2.20)$$

El COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible, entonces el COP total de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles se muestra en la Ecuación 2.21.

$$COP_{\text{rev, absorc}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.21)$$

Donde T_L (K) es la temperatura del espacio refrigerado, T_0 (K) es la temperatura ambiente y T_s (K) es la temperatura de la fuente de calor.

2.7 Fluidos de trabajo

Un refrigerante es el principal fluido de trabajo utilizado para absorber y transmitir calor en un sistema de refrigeración. Los refrigerantes absorben el calor a baja temperatura y baja presión y liberan calor a mayor temperatura y presión. La mayoría de los refrigerantes experimentan cambios de fase durante la absorción de calor, la evaporación y la liberación de calor, la condensación (Wang S. , 2001).

Los refrigerantes se pueden clasificar en tres clases, y esta clasificación depende según su forma de absorción o extracción de calor (Miller y Miller, 2004).

Clase 1: En esta clase se tiene los refrigerantes puros que se enfrían mediante la absorción o extracción del calor latente de las sustancias a refrigerar.

Clase 2: Estos refrigerantes enfrían las sustancias al absorber sus calores sensibles, entre ellas está el aire y soluciones no congelantes. Básicamente los refrigerantes de la clase 2 es la combinación de la clase 1 y la clase 2, ya que el refrigerante de la clase 2 recibe una reducción de la temperatura de los refrigerantes de clase 1 y transmite esta temperatura baja al área que se está acondicionando; además que esto contribuye a que se utilice menos refrigerante de la clase 1 ya que es más caro que el refrigerante de la clase 2.

Clase 3: En esta clase básicamente es la combinación de un refrigerante el cual tiene una capacidad de absorber calor latente, y de un absorbente que es una sustancia la cual se caracteriza por tener una gran afinidad con el refrigerante, la cual permite que el vapor del refrigerante sea absorbido por la solución dentro del evaporador.

Los ejemplos más conocidos son:

- $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$: el refrigerante es amoníaco y el absorbente el agua.
- $\text{H}_2\text{O-LiBr}$: el refrigerante es agua y el absorbente bromuro de litio
- $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$: el refrigerante es amoníaco y el absorbente nitrato de litio.

Independientemente de la clase de refrigerante del que se trate, debe de cumplir con los requisitos que debe de tener un refrigerante, además de las características físicas, debe cumplir con las propiedades termodinámicas, las químicas, de seguridad, económicas, y que sea amigable con el ambiente, las cuales se comentan a continuación:

Efecto de refrigeración: en un refrigerante se mide por la cantidad de calor que es capaz de absorber desde que entra al evaporador y hasta que sale del mismo.

Punto de ebullición: En un refrigerante a presión atmosférica es básico escoger el equipo requerido y para las condiciones a las cuales se va a usar. Por el ejemplo el amoníaco (NH_3), tiene un punto de ebullición de -33°C a presión atmosférica, si se requiere que la ebullición sea a -15°C , la presión necesaria será de 2.4 bar. Lo ideal es que en un refrigerante la presión de evaporación fuera ligeramente mayor que la presión atmosférica, para que nunca existiera vacío en el sistema (Hernández Goribar, 1980).

Temperatura y presión de condensación: Aquí es importante destacar que la temperatura de ebullición, a presión atmosférica, no indicará las características de presión-temperatura de un refrigerante. La relación entre temperatura-presión de ebullición no es la misma para todos los refrigerantes por ejemplo el amoníaco requiere de una presión de 2.4 bar, a -15°C , y para 30°C se requieren 11.7 bar. La presión de condensación si depende del refrigerante que se va a utilizar cuando se tienen temperaturas similares, ya que la presión tiene variaciones grandes las cuales pueden definir que refrigerantes se utilizaría por ejemplo la presión de condensación a 30°C , para el bióxido de carbono (CO_2) es de 72 bar, mientras que para el amoníaco (NH_3) es de 11.7 bar.

Densidad: En un refrigerante la densidad es importante ya que esta propiedad es la resistencia con la cual el refrigerante circulará a través de una tubería, si la densidad es mayor, la resistencia será mayor. Si la resistencia es alta, tendrá mayor fricción por lo tanto tendrá caída de presión, la cual puede causar que se evapore antes en la línea del líquido y con ello reducir la capacidad del sistema.

Calor específico del refrigerante en fase líquida: Mientras más pequeño sea el calor específico del refrigerante líquido, mayor será el efecto de refrigeración.

Calor específico del refrigerante en fase vapor: El calor absorbido en el evaporador depende del calor específico del vapor, lo cual dependiendo del valor del calor específico el refrigerante ganara calor del exterior cuando esté en el evaporador.

Punto de congelación: Los refrigerantes por lo regular tienen un punto de congelación menor que el del agua (de -29°C a -12°C). Además de que el punto de congelación debe ser menor a la temperatura más baja obtenida en el evaporador.

Estabilidad química: Los refrigerantes tiene que ser de tal naturaleza que los cambios de presión y temperatura presentes en un ciclo de refrigeración no afecten sus propiedades. Además de que debe resistir cualquier descomposición química la cual puede ocasionarse con el agua. Muchos refrigerantes en su estado puro, no son corrosivos en metales no ferrosos como el cobre o aleaciones de bronce, los cuales comúnmente se utilizan en sistemas de refrigeración, pero al combinarse con agua forma hidróxido de amoníaco el cual es muy corrosivo.

Toxicidad: Debido a la gran posibilidad de fuga que pueden existir en un sistema de refrigeración debido a que se manejan altas presiones de trabajo; existe el peligro de intoxicación. Cabe mencionar que la sofocación y el envenenamiento están comprendidos en la toxicidad, también depende del fluido y el tiempo de exposición, casi todos los fluidos son tóxicos, con excepción del aire.

Inflamabilidad: Por seguridad un refrigerante no debe ser inflamable ni explosivo, ya que un acumulamiento de gas debido a una fuga puede ocasionar incendios o explosiones.

Detección de fugas: Un buen refrigerante debe poseer buenas características para poder detectar una fuga. Algunos refrigerantes tienen más capacidad para fugarse que otros. Cuando existe una fuga los refrigerantes olorosos se detectan con facilidad, pero en algunos casos ciertos olores no se pueden permitir, por ejemplo el amoníaco es muy oloroso y es fácil de detectar una fuga pero es peligroso ya que es irritante. Algún tipo de detector de fuga más empleado son las soluciones de burbujas (jabón), para esto se carga el

sistema con nitrógeno tanto en el lado de alta y baja presión, y con ayuda de un atomizador se rocía la solución en las partes sospechosas, hasta localizar la fuga y corregirla.

Costo y disponibilidad: El costo de los refrigerantes en unidades pequeñas no es mucho problema; lo contrario sucede cuando son en instalaciones grandes. Además el costo se debe analizar desde el punto de vista de la eficiencia térmica y no por el costo por peso, en pocas palabras el refrigerante que absorba o ceda calor al mínimo costo por unidad de energía es el más económico, sin importar el costo por peso. Otro factor de gran interés es la disponibilidad del refrigerante, para tener abastecimiento en caso de que se requiera más refrigerante.

Amigable con el ambiente: Una parte importante que buscamos en los refrigerantes es que sean amigables con el ambiente, que no reduzcan la capa de ozono y además que estos refrigerantes no contribuyan al efecto invernadero.

Absorbente

Las propiedades más deseables del absorbente son (Martínez, 2007) :

- Estabilidad a las temperaturas de trabajo del ciclo
- Tener una gran afinidad por los vapores del refrigerante
- Que sea fácilmente soluble en el agente refrigerante
- El punto de ebullición del absorbente sea mayor que el del refrigerante para que sea más fácil la separación de la mezcla.
- La temperatura de cristalización del punto eutéctico formado con el refrigerante sea lo suficientemente baja para evitar la formación de cristales.
- Que el absorbente tenga baja agresividad química y toxicidad
- Que el absorbente sea de bajo costo.

2.8 Mezclas de trabajo refrigerante-absorbente

En un ciclo de enfriamiento por absorción se usan dos fluidos de trabajo: el refrigerante y el absorbente. Una solución conocida como absorbente de líquidos se usa para absorber el refrigerante vaporizado (vapor de agua) después de su evaporación en un sistema de refrigeración por absorción. Esta solución, que contiene el vapor absorbido, luego se calienta a alta presión. El refrigerante se vaporiza y la solución se restablece a su concentración original para su reutilización.

En la mezcla de un refrigerante-absorbente, el absorbente debe de tener una fuerte afinidad por el vapor del refrigerante y los dos deben ser solubles para las diferentes condiciones de operación del sistema para no formar una fase sólida. Además de que ambos fluidos deben cumplir con las características que debe de tener un refrigerante tanto individualmente como en combinación. Cabe mencionar que el absorbente debe de tener una baja volatilidad para que el vapor del refrigerante que sale del generador tenga casi nada del absorbente, dicho de otra forma para que puedan ser separados fácilmente. La diferencia en los puntos de ebullición del refrigerante y el absorbente debe ser al menos de 200°C para que no requiera de un rectificador (Martínez, 2007). Además que las presiones de trabajo sean cercanas a la presión atmosférica (Dossat, 1991).

Mezcla amoníaco-agua

Comúnmente los sistemas de amoníaco-agua se utilizan en la industria o sistemas comerciales donde la temperatura del evaporador se mantiene cerca o por debajo de los 0°C. Donde el agua es el absorbente y el amoníaco es el refrigerante. El agua tiene una alta afinidad química por el amoníaco y se desprende un calor considerable durante la absorción y los dos son mutuamente solubles en un amplio rango de condiciones de operación.

Por ejemplo, a 15°C, una unidad de agua puede absorber aproximadamente 800 unidades de amoníaco. Por lo tanto, la cantidad de calor liberado en la absorción es una medida cruda de la afinidad química. En otras palabras el refrigerante de amoníaco tiene un alto valor de calor latente pero es ligeramente tóxico, lo que limita su uso en aplicaciones de aire acondicionado, y las presiones de operación son relativamente altas. El amoníaco es un gas incoloro con un fuerte olor que puede detectarse a niveles bajos. El amoníaco líquido hierve a presión atmosférica a -33 ° C. El gas es más ligero que el aire y muy soluble en agua (Dincer y Kanoglu, 2010).

La desventaja de los sistemas de amoníaco agua es que el absorbente (agua) es volátil, por lo que el vapor del refrigerante (amoníaco) que sale del generador tendrá pequeñas cantidades de vapor de agua que reducirá el efecto de refrigeración. Por esta razón, la eficiencia de este sistema se puede mejorar insertando un rectificador el cual eliminara el vapor del agua de la mezcla que sale del generador antes de que llegue al condensador.

Mezcla bromuro de litio-agua

Lo sistemas que utilizan la mezcla de bromuro de litio-agua, el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente, y se usan solo en aplicaciones de aire acondicionado, ya que esta mezcla no trabaja en valores menores a 0°C. Cabe destacar que la combinación de esta mezcla tiene una desventaja y es que el absorbente (bromuro de litio) no es completamente soluble en agua con lo cual se tiene que evitar condiciones en el sistema en el cual el absorbente se pueda cristalizar.

Como ventaja de esta mezcla tenemos que el absorbente no es volátil, por lo que no hay absorbente mezclado con el vapor del refrigerante (agua) que sale del generador y por lo tanto no requiere un rectificador el sistema.

Mezcla amoníaco-nitrato de litio

Hoy en día las mezclas más utilizadas en los sistemas de absorción son el amoníaco-agua y el agua-bromuro de litio, pero debido a los inconvenientes ya conocidos de estas mezclas se han estudiado nuevas mezclas que puedan tener ventajas sobre estas mezclas, y una de ellas es el amoníaco-nitrato de litio (Best y Rivera, 2015)

La mezcla amoníaco-nitrato de litio tiene ventajas sobre las convencionales. Por ejemplo los sistemas que utilizan amoníaco-nitrato de litio no requieren de un rectificador y pueden operar a temperaturas bajas del generador y temperaturas más altas de condensación y coeficientes de rendimiento altos, según informa (Wu et al 2013).

Por otra parte, los sistemas que funcionan con una mezcla de amoníaco-nitrato de litio funcionan en condiciones de vacío, como con una mezcla de agua-bromuro de litio. Para aplicaciones de enfriamiento, la mezcla propuesta se puede usar para aire acondicionado y refrigeración, mientras que el agua-bromuro de litio se puede usar solo para aire acondicionado ya que el agua es el refrigerante y está limitado a operar a temperaturas superiores a 0°C (Jiménez-García y Rivera, 2018).

Capítulo 3 Descripción del sistema experimental

En este capítulo se realiza la descripción del sistema de refrigeración solar por absorción a evaluar, desde los componentes que lo conforman, su funcionamiento, sus conexiones, el sistema principal, los sistemas auxiliares. También se da a conocer el procedimiento para la preparación y carga de la solución del sistema, el protocolo de arranque y de operación del sistema.

3.1 Descripción general del sistema

El sistema de refrigeración por absorción que se evaluará experimentalmente está instalado en el Instituto de Energías Renovables (IER) de la UNAM, fue diseñado y ensamblado por Soto-Parra, (2019).

La capacidad máxima de refrigeración del sistema es de 9 kW, en esta evaluación, el equipo opera con la mezcla amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$).

Los componentes principales de este sistema de refrigeración enfriado por aire son:

- Generador
- Condensador
- Evaporador
- Absorbedor
- Economizador (Intercambiador de calor de placas)
- Válvula de expansión hacia el evaporador
- Válvula de estrangulamiento del flujo del generador hacia el absorbedor
- Bomba de circulación
- Extractor axial

Para lograr que el equipo tenga una secuencia lógica de operación y poder obtener datos necesarios sobre su comportamiento, el sistema cuenta con componentes secundarios, como la estructura que soporta a los componentes principales, el sistema de adquisición de datos, la instrumentación y el sistema de control. Además de sistemas auxiliares como la fuente de calor de alta temperatura con la cual es posible separar el refrigerante de la mezcla en el generador, también hay un depósito de agua de circulación para carga térmica que suministra agua al evaporador con el propósito de otorgarle carga térmica, lo cual ayuda a evaporar nuevamente el refrigerante que está en el evaporador.

3.2 Componentes principales

A continuación se describen cada uno de los componentes que forman parte del sistema de refrigeración por absorción para saber el funcionamiento de cada componente detalladamente, así como también de las partes que lo conforman y su funcionalidad.

3.2.1 Generador

El generador es un intercambiador de calor, el cual está hecho de placas corrugadas en ángulo chevron de 30°. Considerando las ventajas de los intercambiadores de calor de placas, su eficiencia, tamaño y facilidad de instalación se utilizaron de igual forma el Evaporador y el Economizador, de los cuales hablaremos posteriormente. Cabe señalar que la simulación y modelado de los intercambiadores de calor, fueron realizadas por el Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza del Instituto de Energías Renovables de la UNAM.

El intercambiador de calor tiene cuatro puertos de conexión, los cuales es una entrada y una salida para cada fluido. El intercambio de calor en el intercambiador es a contra flujo, esto quiere decir que el fluido caliente entra por la parte superior y sale por la parte inferior del intercambiador, mientras que el fluido de menor temperatura entra por la parte inferior del intercambiador y sale por la parte superior. Entre un par de placas circula la fluido caliente y en el siguiente par circula el fluido frío, de tal manera que el fluido frío y caliente siempre tienen una placa en común que es donde se lleva a cabo la transferencia de calor, y siempre están en contacto térmico ya que la placa tiene un espesor delgado y una superficie de contacto relativamente alta como se puede observar en la Figura 3.1.

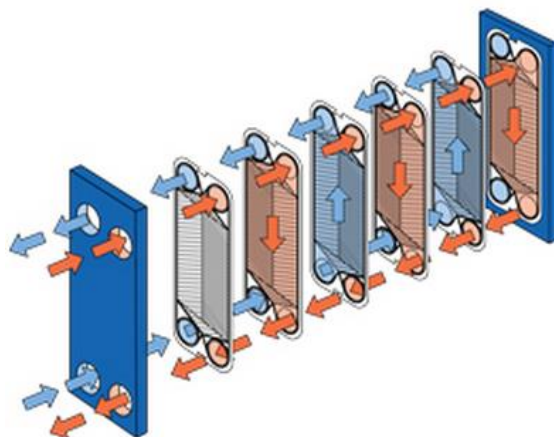


Figura 3.1. Funcionamiento de un intercambiador de placas (Alfalaval, 2019).

El generador está construido por placas soldadas de la marca Alfa Laval, modelo Alfanova 52-40H-S52, tiene en total 40 placas con el tipo de canal H, con un corrugado de 30° tipo Chevron, este tipo de placa se puede observar en la Figura 3.2, tiene soldadas conexiones de 1" de diámetro y cuerda NPT, y cuyas dimensiones son las siguientes 52.6cm, 11.1cm y 11.12cm, que corresponden a la altura, anchura y longitud del intercambiador de calor respectivamente.

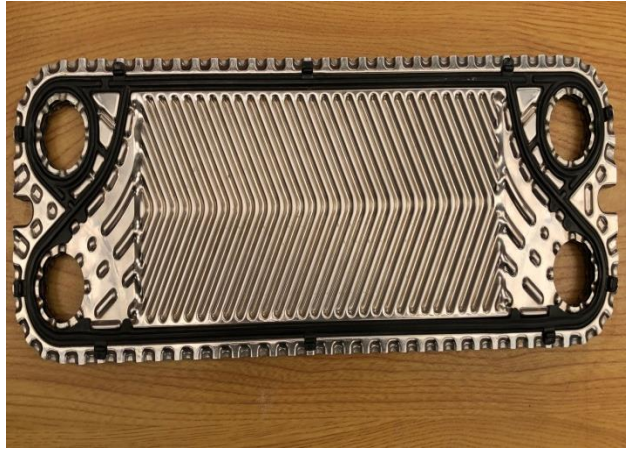


Figura 3.2. Placa con canal tipo H y corrugado de 30° tipo Chevron.

En la Figura 3.3 se puede observar el generador cuya función principal es separar parte del refrigerante de la solución. Dentro del generador circula la mezcla concentrada en refrigerante proveniente del absorbedor, y a contra flujo circula agua caliente la cual intercambia calor con la solución y de esta manera se produce el refrigerante en forma de vapor. El vapor de refrigerante se dirige hacia el condensador pasando por un rectificador, mientras que la solución diluida que se acumuló en el tanque de almacenamiento del generador se dirige hacia el economizador y posteriormente hacia el absorbedor.



Figura 3.3. Generador del sistema de enfriamiento.

3.2.2 Rectificador

La desventaja de los sistemas amoníaco-agua es que el absorbente (agua) es volátil, y esto ocasiona que el vapor de refrigerante que sale del generador tenga pequeñas cantidades de vapor de agua lo cual disminuye el efecto de refrigeración. Por esta razón se colocó en el sistema un rectificador, cuya función principal es eliminar el vapor del agua, de la mezcla de vapor de refrigerante que sale del generador antes de que llegue al condensador.

El rectificador utilizado es un tubo de acero inoxidable aletado, con una longitud de 40 cm, con un diámetro nominal de 0.5 pulgadas, las aletas distribuidas a razón de 10 aletas por pulgada como se muestra en la Figura 3.4.



Figura 3.4. Rectificador del sistema de refrigeración.

El proceso de rectificación se lleva a cabo mediante convección natural, la transferencia de calor se realiza hacia el aire ambiente que está en contacto con las aletas. El agua condensada regresa al generador ya que el rectificador está instalado con una inclinación de 30° como se puede observar en la Figura 3.5, y esto permite su regreso y se mezcla con la solución diluida la cual regresa al absorbedor.



Figura 3.5. Rectificador instalado con la inclinación de 30° .

3.2.3 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor de tubos aletados, tiene un total de 6 tubos SA-179 (tubing) en “U”, sin costura de $\frac{3}{4}$ ” de diámetro y 2.9 metros de longitud. En total tiene un área efectiva de transferencia de calor de 7.22 m^2 . Las aletas son de aluminio de tipo anular tienen un espesor de 0.25 mm y se instalaron a razón de 10 aletas/pulgada como se puede observar en la Figura 3.6.



Figura 3.6. Condensador de tubos aletados.

El condensador está montado en la parte superior del absorbedor y ambos componentes forman un solo banco de tubos aletados, en la parte inferior tiene una tapa de acero inoxidable la cual tiene soldadas unas bases de soporte, y en la tapa superior lleva un extractor axial el cual hace circular aire desde el exterior hacia el interior ayudando al intercambio de calor sobre los tubos aletados.

El condensador es el encargado del cambio de la fase de vapor a líquido, ya que entra el vapor de amoníaco proveniente del generador a alta temperatura, el cual va recorriendo el arreglo de tubos aletados del condensador hasta salir como líquido, debido al intercambio de calor por convección forzada.

3.2.4 Evaporador

El evaporador es un intercambiador de placas de acero inoxidable de la marca Alfa Laval, modelo Alfanova 27-20H-S52, en total tiene 20 placas con el tipo de canal H, con un corrugado de 30° tipo Chevron, con conexiones de 1 pulgada de diámetro y cuerda NPT con las siguientes dimensiones de 31 cm de altura, 11.1 cm de ancho y 5.94 cm de espesor de las 20 placas unidas como se puede apreciar en la Figura 3.7.



Figura 3.7. Evaporador del sistema de refrigeración.

Su función primordial del evaporador es convertir el líquido saturado de amoníaco que proviene del condensador, nuevamente a su estado de vapor. El refrigerante líquido el cual se enfrió previamente en la válvula de expansión, absorbe el calor latente de una corriente de agua la cual entra por la parte superior derecha del evaporador a contraflujo y sale por la parte inferior derecha. Esto produce dos efectos el primero es que el refrigerante líquido se vuelve a evaporar mientras que la corriente de agua sale más fría o refrigerada. Después el vapor saturado deja el evaporador e ingresa al absorbedor de tubos aletados.

3.2.5 Absorbedor

El sistema de refrigeración cuenta con un absorbedor de tipo burbuja diseñado por Soto-Parra, 2019. El absorbedor del sistema es un intercambiador de tubos aletados, el cual desarrolla la función principal de un sistema de absorción, por lo cual es un componente muy importante.

El banco de tubos aletados del que está constituido el absorbedor consta de 27 tubos SA-179 (tubing) sin costura de $\frac{3}{4}$ pulgadas de diámetro y 2.9 metros de longitud tipo "U". El área efectiva para el intercambio térmico es de 46.62 m^2 . En los extremos de los tubos se tiene una conexión en U de 180° para poder conectar una línea con otra, las aletas tienen el mismo espesor que las del condensador y es de 0.25 milímetros y están en relación de 10 aletas/pulgada, en la Figura 3.8 se observa la delimitación entre el absorbedor y el condensador.

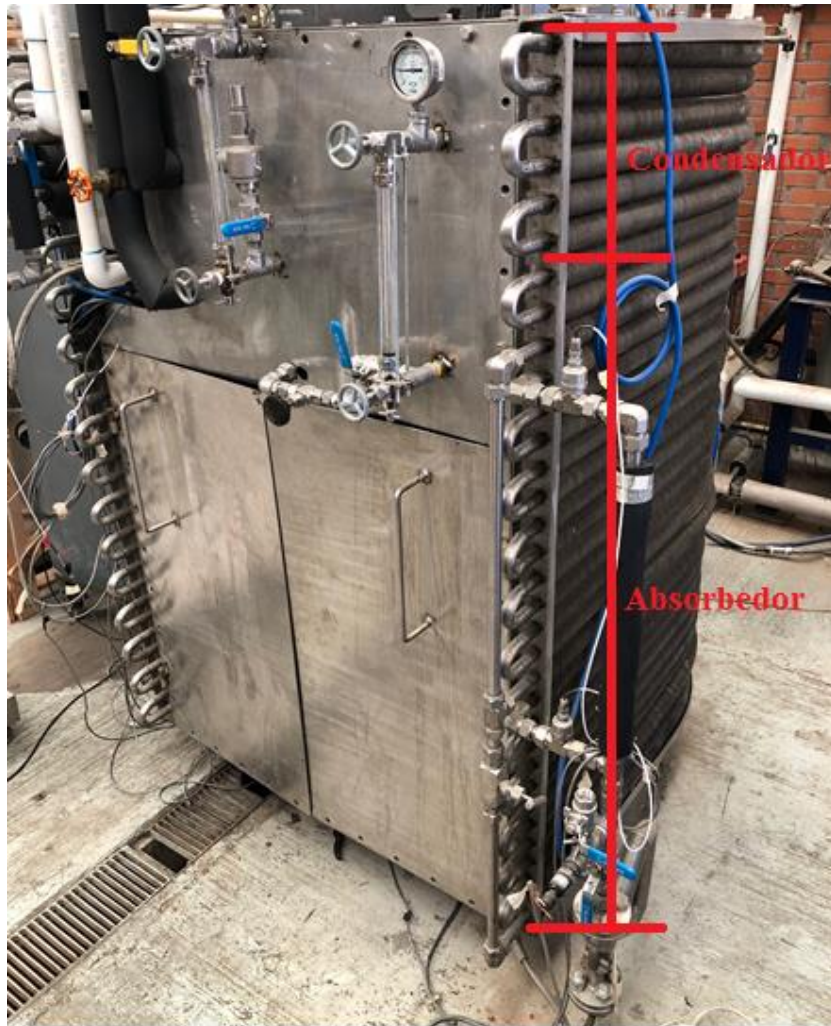


Figura 3.8. Absorbedor de tubos aletados.

Básicamente el absorbedor y el condensador tienen el mismo diseño como se puede ver en la Figura 3.9 ya que ambos están hechos de tubos aletados para poder ser enfriados por aire. El condensador está en la parte superior del absorbedor y ambos componentes forman un solo banco de tubos aletados. El absorbedor está dividido en dos circuitos, con la finalidad de reducir la caída de presión, donde al final los circuitos se unen en un solo flujo total.



Figura 3.9. Vista lateral del condensador y el absorbedor de tubos aletados.

Al inicio del recorrido del absorbedor, el flujo de vapor que salió del evaporador que después pasa por el economizador, con la solución con baja concentración de refrigerante, se incluye en el flujo en forma de burbujas las cuales se separan a un régimen que se absorben en la solución, las cuales van reduciendo su tamaño hasta desaparecer. Debido a esta configuración y conducta son las razones por las cuales se tienen el nombre de absorbedor tipo burbuja.

3.2.6 Economizador

El economizador no es parte fundamental del proceso y puede ser o no utilizado en el sistema de refrigeración. Es un componente que es utilizado para mejorar el rendimiento del sistema. El economizador está compuesto por 20 placas de canal H de la marca Alfa Laval, modelo Alfanova 52-20H-S52, con corrugado de 30° tipo Chevron, con conexiones de 1" de diámetro y cuerda NPT cuyas dimensiones son 52.5 cm de altura, 11.1 cm de anchura y 6.06 cm del espesor de las 20 placas unidas como se ve en la Figura 3.10.



Figura 3.10. Economizador del equipo de refrigeración.

La función principal del economizador es recuperar calor del proceso y aprovecharlo en el mismo ciclo. La solución diluida que sale caliente del generador y entra al economizador por la parte superior derecha y sale por la parte superior izquierda, es enfriada por la solución del absorbedor la cual está a menor temperatura y entra por la parte inferior izquierda y sale por la parte inferior derecha a contracorriente ya que el economizador se encuentra en sentido horizontal.

El absorbedor tiene una temperatura baja, lo cual ayuda al proceso de absorción, pero posteriormente pasa por el economizador y la solución a la salida tiene una temperatura relativamente alta la cual llega al generador, cuyo calor fue ganado en el economizador y esto ayuda a que el suministro de la fuente térmica sea menor, y por lo tanto el rendimiento del sistema incrementa.

3.2.7 Bomba de circulación de la solución

El sistema de refrigeración utiliza una bomba, la cual se encuentra a la salida del absorbedor y se encarga de enviar solución diluida al generador y es la responsable que el fluido de trabajo recorra todo el sistema. Cabe mencionar que el flujo de solución de diseño según Soto-Parra, 2019 es de 4.5 kg/min.

Se utilizaron dos bombas diferentes:

La primer bomba es de la marca Milton Roy modelo 5KC35KN284G (Azul), es una bomba de pistón de 1725 rpm y de ¼ HP de 115 volts y 60 Hz. Las conexiones de la bomba

son de ½” tipo HIC, a las cuales se le conectaron dos conectores macho de ½” para su instalación en el equipo de refrigeración.



Figura 3.11. Bomba de solución de un solo un flujo.

La segunda bomba es de la marca Milton Roy, modelo R130A-185 (Amarilla), es una bomba de pistones que tiene un desplazamiento de flujo de 1.83 litros/min a 1750 rpm, el motor es eléctrico de ¼ HP y puede modificarse las revoluciones con un regulador de frecuencia siendo 60 Hz su límite superior, el rango máximo de una presión es de 1379 kPa, la cual se puede ajustar con el regulador de presión que se encuentra en el impulsor de la bomba.

Las conexiones de la bomba son de ½” tipo HIC, a las cuales se le conectaron dos conectores macho de ½” para su instalación en el equipo de refrigeración.



Figura 3.12. Bomba de solución de flujo variable.

3.2.8 Extractor axial

El extractor axial de la Figura 3.13 es del modelo HXB-400/L de la marca Soler y Palau, de 1625 rpm, tiene un motor eléctrico de 230 volts, y una potencia de ¼ HP (0.18 kW), y tiene un peso aproximado de 14 kg, tiene un caudal de descarga de 3190 m³/h a 60 Hz, con un diámetro de hélice de 40 cm y una presión sonora de 60 dB.



Figura 3.13. Extractor axial.

El extractor es principal componente que ayuda en el enfriamiento del banco de tubos aletados del condensador y del absorbedor. Ya que concibe pasar aire desde el exterior al interior del equipo a través del banco de tubos aletados, esto permite la transferencia de calor por convección forzada lo que permite enfriar estos componentes. Es de velocidad regulable con ayuda de un variador de frecuencia como el que se muestra en la Figura 3.14.



Figura 3.14. Variador de Frecuencia.

3.2.9 Válvulas de estrangulamiento

El sistema de refrigeración estudiado tiene tres válvulas de estrangulación. Una válvula de estrangulación es un dispositivo que restringe el flujo, lo cual puede producir una caída de presión importante en el fluido, lo cual ocasiona una disminución de la temperatura. Existen diferentes tipos de válvulas de estrangulamiento, las que tiene montadas el equipo son de tipo aguja y se llaman de expansión y de regulación.

Válvula de expansión:

La primera válvula de expansión está instalada en la entrada del evaporador, la cual hace que el refrigerante se expanda a baja presión y disminuya su temperatura, es de la marca Swagelok de acero inoxidable 316, unidireccional. Sus conexiones son tipo macho de $\frac{1}{4}$ y cuerda NPT, cuenta con un micrómetro para obtener mediciones precisas del número de vueltas. El número de vueltas máximo que tiene esta válvula es de 9, la válvula se muestra en la Figura 3.15.



Figura 3.15. Válvula de expansión del evaporador.

La segunda válvula está ubicada a la salida del generador, por donde pasa la solución pobre que regresa hacia el absorbedor, es de la marca Vayremex de acero inoxidable, unidireccional con conexiones tipo hembra de $\frac{1}{4}$ tipo de rosca NPT, la cual se muestra en la Figura 3.16. Esta última se utilizó para regular el flujo en el absorbedor.



Figura 3.16. Válvula de expansión del absorbedor.

Válvula de regulación:

Se localiza a la salida del economizador, en la línea que lleva solución diluida hacia el absorbedor. Es la válvula que divide la presión alta y la presión baja del sistema de refrigeración. Es de la marca Swagelok de acero inoxidable 316, es de una sola dirección y tiene conexión con racores Swagelok tubing de ½ pulgada y un coeficiente de caudal de 0.73. Como se puede mostrar en la Figura 3.17.



Figura 3.17. Válvula de regulación.

3.3 Componentes secundarios

3.3.1 Estructura y conexiones

El sistema de refrigeración cuenta con una estructura para soportar el evaporador, el generador y el economizador la cual está diseñada con ángulo comercial perforado, de acero al carbón. Son ángulos en tipo “L” de 6cm por 3.4cm. El material es de fácil instalación debido a que solo con tornillería puede ser ensamblado, sin necesidad de usar soldadura.

Después de armar la estructura de soporte, es necesario usar tuberías, conexiones y accesorios para conectar todos los componentes entre sí. En las entradas y salidas de los componentes donde fluye solución líquida se utilizó tubing de acero inoxidable 316 de 1/2 pulgada, es necesario utilizar acero inoxidable ya que la solución es altamente corrosiva en acero al carbón.

Para poder lograr que el refrigerante circule por el sistema es necesario controlar los flujos y niveles de presión requeridos, como los son válvulas de globo para cortar el paso de flujo, niples para unir dos secciones, válvulas de alivio como seguridad en dado caso que la presión aumente repentinamente, manómetros para medir la presión entre otros que a continuación se mencionan en la Figura 3.18:

Cantidad	Descripción	Imagen	Cantidad	Descripción	Imagen
2 tramos	Tubing acero inoxidable de 1/2"		8	Tee de 1/2", acero inoxidable	
16	Válvula de globo 1/2" NPT, acero inoxidable		10	Tee de 3/4", acero inoxidable	
1	Válvula de globo 1/4" NPT, acero inoxidable		10	Niple hexagonal de 1/2" NPT, acero inoxidable	
3	Manómetros de 0 a 21 bar, acero inoxidable		6	Niple hexagonal de 1/4"x 2" NPT, acero inoxidable	
30	Conector macho 1/4" NPT a tubing 1/8"		1	Válvula de seguridad a 24 bar	
26	Conector macho 1/2" NPT a tubing 3/4"		1	Válvula de seguridad a 12 bar	
12	Codo Unión 3/4" tubing		2	Conector Hembra 1/2" MPT x 3/4" tubing, acero inoxidable	
8	Niple 1/4" x 2", acero inoxidable		4	Niple 1/2" x 3", acero inoxidable	

Figura 3.18. Conexiones del sistema de absorción.

3.3.2 Instrumentación y control

Para evaluar el sistema de refrigeración se necesitó obtener mediciones de algunas variables termodinámicas, como lo es la temperatura, presión y el flujo másico. Estas variables se midieron con los siguientes instrumentos:

Sensores de Temperatura:

Para medir la temperatura fueron necesarios 20 sensores de temperatura tipo RTD (PT1000) con conexión de 1/4" y cuerda NPT en acero inoxidable, con una precisión de $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, en la Figura 3.19 se puede observar el sensor de temperatura.

Los sensores de temperatura RTD fueron calibrados por Soto-Parra, 2019, básicamente la tarjeta del adquisidor de datos lee la resistencia eléctrica que arroja el sensor cuando están expuesto a cambios de temperaturas, para cada temperatura le corresponde cierto valor de resistencia eléctrica del sensor de temperatura.

Para la calibración de los sensores de temperatura se utilizó un baño térmico de la marca JOFRA, el cual es un dispositivo que puede cambiar su temperatura que es el punto de referencia para la calibración de los termopares. Posteriormente se selecciona un rango de temperatura en el JOFRA y se procede a medir la temperatura con los sensores y se registran los datos. Posteriormente se realiza una regresión lineal de la curva de las mediciones de cada sensor y esa es la forma en que se obtiene la ecuación de cada uno de los sensores.



Figura 3.19. Sensor de temperatura RTD (PT1000)

Sensores de Presión:

La presión es medida mediante 4 sensores piezoeléctricos de presión como el de la Figura 3.20, de acero inoxidable con conexión macho de ¼” cuerda NPT, de la marca Cole Parmer, midiendo la presión positiva de 0 a 3447 kPa al ambiente, tiene un transductor que lee la corriente eléctrica de 4 a 20 mA con una precisión de $\pm 1\%$.

Para conectar el sensor de presión en la tarjeta para la adquisición de datos es necesario una fuente de poder de 127 VAC/12 VCD, así como también 4 resistencias de 220Ω una para cada sensor.

La calibración de los sensores fue realizada por Soto-Parra, 2019, para ello se etiquetaron cada sensor, y se colocaron en un circuito de nitrógeno donde fueron sometidos en un rango de 0 a 20 bar con saltos de 1 bar y se registraron los datos teniendo como referencia un sensor patrón y se graficó las curvas de presión y se obtuvo su regresión lineal y con ella su ecuación de calibración.



Figura 3.20. Sensor de Presión.

Sensores de Flujo Volumétrico:

Se utilizó un sensor de flujo volumétrico tipo propela Cole-Parmer modelo EW-331100-00, el cual se puede observar en la Figura 3.21, de 0 a 20 kg/min con conexión hembra de 3/8” y cuerda NPT el cual está fabricado de teflón. El transductor lee los pulsos/minuto y tiene una precisión de $\pm 1\%$.

Para conectar los sensores de flujo a la tarjeta del adquisidor de datos es necesario conectarlo a una fuente de poder de 127 VAC/12 VCD, y una resistencia de $2.2\text{ k}\Omega$.

La calibración fue realizada por Soto-Parra, 2019, para ello se ocupó un sensor patrón (sensor Coriolis) y un sistema hidráulico por el cual se hizo pasar agua para medir los

pulsos y obtener los datos de calibración, se calibraron los sensores en un rango de flujos de 2 a 13 kg/min en pasos de 1 kg/min.



Figura 3.21. Sensor de flujo volumétrico.

Sensores de flujo másico tipo Coriolis:

Se ocuparon 3 sensores de flujo másico como los de la Figura 3.22, los Coriolis ya vienen calibrados de fábrica, solo se deben ajustar los rangos de medición. Para los tres Coriolis, se ajustó para el rango de 0 a 20 kg/min. Para 4 mA se asigna un flujo de cero, para 12 mA es de 10 kg/min y para 20 mA el flujo asignado es de 20 kg/min. Como características adicionales tienen una exactitud de $\pm 0.1\%$ en líquidos y $\pm 0.2\%$ en gases y cuentan con bridas para conexión a proceso de 1/2" NPT fabricados en acero inoxidable.



Figura 3.22. Sensor de flujo másico tipo Coriolis.

A continuación en la Figura 3.23 se muestra un esquema de la ubicación del conjunto de sensores que se utilizaron. Los sensores de temperatura están marcados con la letra "T", los de presión con la letra "P", los sensores de flujo volumétrico con la letra "F" y los Coriolis con la letra "C".

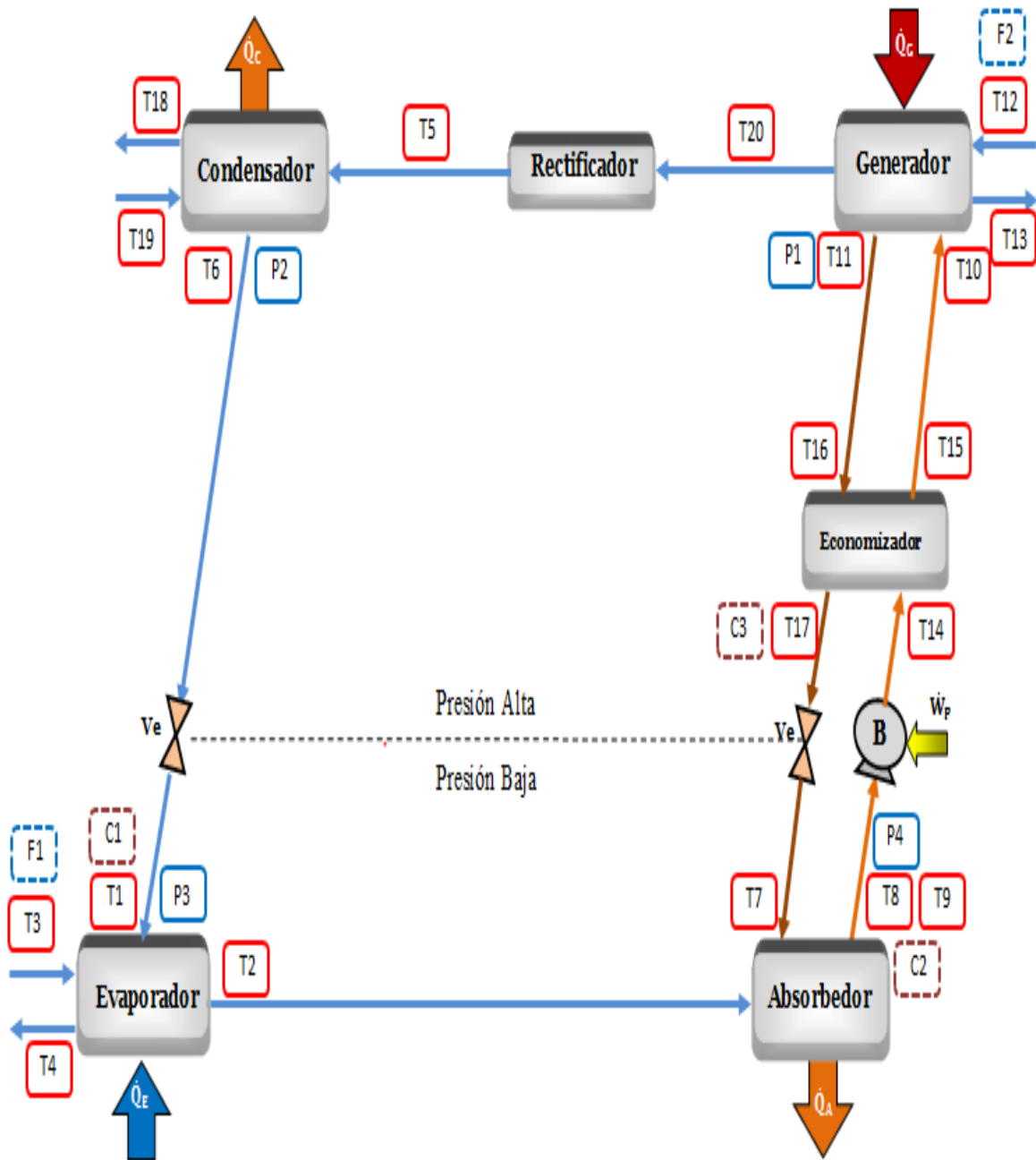


Figura 3.23. Ubicación de los sensores.

A continuación en la Tabla 3.1 se muestran las ecuaciones características de cada sensor, para programarlas en el software del adquisidor de datos.

Tabla 3.1. Ecuaciones características de los sensores (X= resistencia y voltaje de los dispositivos).

Sensor	Ubicación	Fluido de trabajo	Ecuación	Unidad
T1	Entrada Evaporador	NH ₃ Líquido	Y=0.2646X-265.41	°C
T2	Salida Evaporador	NH ₃ Vapor	Y=0.2614X-261.68	°C
T3	Entrada Evaporador	Agua	Y=0.2621X-262.55	°C
T4	Salida Evaporador	Agua	Y=0.2621X-262.83	°C
T5	Entrada Condensador	NH ₃ Vapor	Y=0.2657X-266.67	°C
T6	Salida Condensador	NH ₃ Líquido	Y=0.2638X-265.27	°C
T7	Entrada Absorbedor	Solución diluida	Y=0.2633X-263.81	°C
T8	Salida Absorbedor circuito 1	Solución concentrada	Y=0.2617X-262.2	°C
T9	Salida Absorbedor circuito 2	Solución concentrada	Y=0.2637X-264.34	°C
T10	Entrada Generador	Solución concentrada	Y=0.2625X-263.04	°C
T11	Salida Generador	Solución diluida	Y=0.2637X-264.35	°C
T12	Entrada Generador	Agua	Y=0.263X-263.5	°C
T13	Salida Generador	Agua	Y=0.262X-262.5	°C
T14	Entrada Economizador	Solución concentrada	Y=0.262X-262.41	°C
T15	Salida Economizador	Solución concentrada	Y=0.2636X-264.48	°C
T16	Entrada Economizador	Solución diluida	Y=0.2617X-262.15	°C
T17	Salida Economizador	Solución diluida	Y=0.2643X-265.3	°C
T18	Salida Condensador-Absorbedor	Aire	Y=0.2582X-258.37	°C
T19	Entrada Condensador-Absorbedor	Aire	Y=0.2631X-263.72	°C
T20	Entrada Rectificador	NH ₃ Vapor	Y=0.2622X-262.74	°C
P1	Generador	NH ₃ Vapor	P=2172.3X-8.6216	bar
P2	Condensador	NH ₃ Líquido	P=2181.5X-8.6528	bar
P3	Evaporador	NH ₃ Vapor	P=2169.7X-8.6184	bar
P4	Absorbedor	Solución rica en NH ₃	P=2164.9X-8.6798	bar
F1	Evaporador	Agua	F=0.8535X+0.3738	kg/min
F2	Generador	Agua	F=0.0617X+0.2601	kg/min
C1	Evaporador	NH ₃ Líquido	C=31250X-125	g/min
C2	Absorbedor	Solución concentrada	C=750X-3	kg/min
C3	Generador	Solución diluida	C=750X-3	kg/min

3.3.3 Sistema de adquisición de datos

Los registradores de datos o adquisidor de datos se utilizan para monitorizar múltiples señales (temperatura, presión, flujo másico, flujo volumétrico) durante largos periodos de tiempo para identificar irregularidades.

En el sistema de refrigeración se utilizó un adquisidor de datos de la marca Keysight modelo 34972A, como se puede mostrar en la Figura 3.24 el cual ayuda a tener un

monitoreo en tiempo real y con una medición precisa, la lectura de la temperatura, presión y flujos del sistema de refrigeración. Este instrumento tiene en su parte posterior tres ranuras que aceptan igual número de tarjetas multiplexoras.



Figura 3.24. Adquisidor de datos de la marca Keysight.

La tarjeta multiplexor que se muestra en la Figura 3.25 es el medio que va conectado a los dispositivos de medición como los sensores de temperatura, de presión, y de flujos, los cuales envían señales en forma de resistencia y de voltaje, (Keysight Technologies Inc., 2000). La tarjeta tiene 22 canales en donde los primeros 20 canales son lectores de voltaje y los 2 canales restantes leen la corriente eléctrica. Se utilizaron 2 tarjetas en donde en la tarjeta 1 en los canales 3, 5, 7, 9 se encuentran conectados los sensores de presión ordenados P1, P2, P3, P4 respectivamente, en el canal 1 y 13 están conectados los sensores de flujo volumétrico F2 y F1 los cuales corresponden al flujo del agua del evaporador y al generador, y finalmente en los canales 21 y 22 de la tarjeta 1 están conectados el C3 y C2 que son los Coriolis 2 y 3. En la tarjeta 2 en el canal 21 está conectado el C1 que corresponde al Coriolis 1, y los canales de 1 al 20 de la tarjeta 2 están conectados T1-T20 correspondientes a los sensores de temperatura.

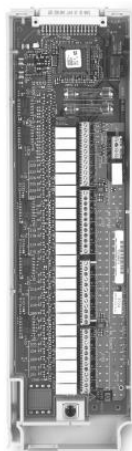


Figura 3.25. Tarjeta multiplexor.

La tarjeta junto al adquisidor de datos traduce la información a un código que pueda ser leído por una computadora. El software de la interfaz se llama VEE Pro 9.3 (Visual

Engineering Environment), y su función básicamente es registrar los datos que han sido traducidos a un lenguaje preciso y mostrarlos en el monitor de la computadora en tiempo real, además que puedes generar un banco de datos.

3.4 Sistemas Auxiliares

El uso de sistemas auxiliares tiene como finalidad de tener control de la carga térmica del evaporador y la temperatura del agua de calentamiento, para poder visualizar el comportamiento del sistema de refrigeración a diferentes condiciones de operación.

3.4.1 Fuente de calor de alta temperatura

La energía térmica suministrada al generador necesario para separar el refrigerante de la mezcla de trabajo es proporcionada por un sistema de calentamiento auxiliar. El sistema cuenta con la opción de usar energía solar o energía eléctrica como fuente de energía principal. Para utilizar energía eléctrica el sistema usa una resistencia eléctrica acoplada a un controlador de temperatura marca Chromalox® modelo 6040. La temperatura del fluido es mantenida por una resistencia electrónicamente que cuenta con 2 controladores, los cuales se encargan de mantener a la temperatura adecuada el fluido.

La resistencia eléctrica es de 24 kW alimentada a 208V/3F/60Hz la cual está se encuentra sumergida en un tanque con capacidad de 22.71 litros. El agua calentada se envía al sistema de refrigeración por un sistema hidráulico cerrado el cual es accionado por una bomba que incluye el calentador, de la marca Grundfos acoplada a un motor eléctrico de 1HP (0.746 kW) con un variador de frecuencia y una capacidad de flujo de 58 litros/min como podemos observar en la Figura 3.26.



Figura 3.26. Fuente de calor de alta temperatura.

El sistema de calentamiento se encuentra presurizado y suministra agua caliente al generador a una presión cercana de 2 bares, lo que ayuda a evitar la ebullición a las temperaturas requeridas, para el calentamiento del fluido de trabajo del sistema de refrigeración.

3.4.2 Carga Térmica

El sistema consiste en un circuito hidráulico, el cual con ayuda de una bomba introduce agua al evaporador con la finalidad de otorgarle carga térmica para que el refrigerante se vaporice. El sistema tiene un tanque de almacenamiento de agua de la marca Rotoplas como un reservorio de calor como se muestra en la Figura 3.27. El agua enfriada por el sistema de refrigeración, la cual con ayuda de resistencias eléctricas de 4 kW de 127V/60Hz se calienta el agua para suministrar la carga térmica.



Figura 3.27. Tanque de almacenamiento de agua enfriada, junto con sus resistencias eléctricas y bomba.

3.5 Prueba de hermeticidad

Ya que el sistema está totalmente armado con sus líneas, conexiones, sensores y todos sus componentes, se continúa realizando una prueba de hermeticidad con la cual se verifica que no exista fuga en el equipo ya sea en sus conexiones o componentes, además de que se garantiza que el fluido de trabajo siempre siga dentro del sistema.

El primer paso es abrir todas las válvulas del sistema de tal manera que todo este interconectado. Una vez hecho, se suministra aire con el compresor hasta 7 bares de presión manométrica. Después se separa la zona de alta presión (generador y condensador) y la zona de baja presión (evaporador y absorbedor) del sistema mediante las válvulas, posteriormente a la zona de alta presión que le pertenece el generador y el condensador se le inyecta nitrógeno por el generador como se observa en la Figura 3.28, aumentándole la presión hasta 20.5 bar, inmediatamente se cierra la válvula por la cual se le inyectó el nitrógeno, de esta manera se aísla el sistema del exterior y este queda presurizado como se muestra en la Figura 3.29.



Figura 3.28. Inyección de nitrógeno al sistema por el generador.

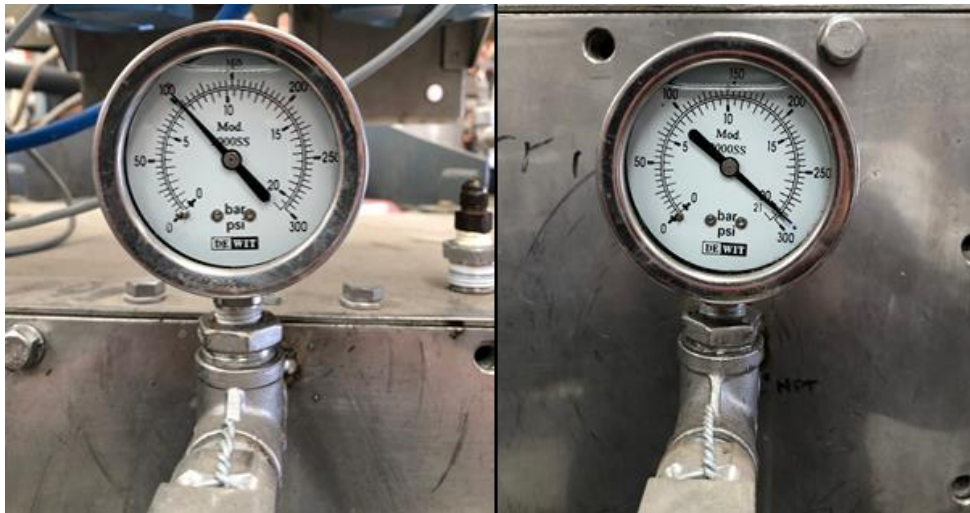


Figura 3.29. Presión de baja y alta, para la prueba de hermeticidad.

Cabe mencionar que la presión del evaporador y del absorbedor fue de 7 bar ya que esos componentes trabajaran por debajo de esa presión, y la presión del generador y condensador se incrementó a 20.5 bar ya que se estima que estos equipos trabajen por debajo de 15 bar y por cuestiones de seguridad se realizó la prueba a 20.5 bar.

La prueba de hermeticidad termino después de 72 horas, donde no existe caída de presión y no se presenta ninguna fuga. Por lo tanto el equipo ya es apto para poder llenarlo con el fluido de trabajo.

3.6 Preparación y carga del fluido de trabajo

Preparación de la mezcla de trabajo:

Una vez que el sistema de refrigeración cumplió con la prueba de hermeticidad, es posible cargar el sistema con la solución de trabajo y poder experimentar con él. A continuación se describe el procedimiento de preparación y carga de la mezcla de trabajo con la cual trabajara el sistema de enfriamiento.

La mezcla con la que trabaja el sistema de enfriamiento es amoniaco-agua, y por consiguiente se realizaron los siguientes pasos para la preparación de la misma:

1.- Primero se definió el volumen del sistema incluyendo tuberías para poder saber la cantidad de solución que es requerida y la concentración de la mezcla deseada la cual es del 49% de amoniaco.

2.- A continuación se calcula la densidad de la solución para la concentración al 49%, para lo cual se utilizó el programa Refprop (Anexo A) para poder obtener la densidad de la mezcla, la cual es 813.80 kg/m^3 a 312 K.

3.- Después se inició con la preparación de la mezcla de amoniaco-agua al 49%, se prepararon 20 kg de solución, ya que se ocupan 17 kg de solución para llenar el equipo. Se inició subiendo una boyas de acero inoxidable a una báscula y después se taró la báscula; a continuación se vertieron 10.2 kg de agua a la boyas de acero inoxidable, posteriormente se agregaron los 9.8 kg de amoniaco líquido, el cual se logró obtener ya que el tanque que contiene al amoniaco se acostó y se inclinó como se puede mostrar en la Figura 3.30.



Figura 3.30. Inyección de amoníaco líquido a la boya.

Carga del fluido de trabajo al sistema:

Ya que el equipo ha pasado la prueba de hermeticidad y al tener lista la mezcla de trabajo, el sistema está listo para ser cargado.

1.-El primer paso es vaciar el sistema que contiene aire y nitrógeno los cuales fueron utilizados en la prueba de hermeticidad.

2.-Posteriormente se comunica todo el sistema de refrigeración, de tal forma como si el fluido de trabajo fuera a recorrer todo el sistema.

3.- Después se conecta la boya a la válvula del absorbedor como lo muestra la Figura 3.31 y después se abre la válvula y la mezcla comienza a fluir dentro del equipo debido a que en la boya existe una mayor presión que en el sistema. Ya que se igualó la presión del sistema y de la boya, deja de ingresar mezcla, solo ingresaron 10 kg, posteriormente se cierra la válvula de paso y se deja reposar un día el sistema para poder introducir los kilogramos faltantes, cabe señalar que solo se llenaran hasta 15 kg de solución, con motivo de observar cómo se comporta el equipo.



Figura 3.31. Llenado del equipo con la mezcla de trabajo.

Una vez que se dejó reposar el sistema un día, la presión disminuyó y es posible suministrar los kilogramos de solución faltantes, pero como la presión de la boya disminuyó fue necesario inyectar vapor de amoníaco (Figura 3.32) para aumentar la presión de la boya y así tener un diferencial de presiones y lograr ingresar los 4 kg de solución restantes.



Figura 3.32. Presurización de la boya con vapor de amoníaco.

3.7 Operación del sistema

Ahora lo que continua es hacer operar al equipo de refrigeración por absorción; y ya que operó, se necesita mantenerlo en condiciones estables, con lo cual se requiere revisar las mediciones y parámetros que se refieren al desempeño de la máquina.

Los procedimientos para el manejo del equipo son los siguientes:

3.7.1 Puesta a punto

Se llevan a cabo los siguientes pasos para poner a punto el sistema

- 1.- Se prende la fuente de poder, se conectan los Coriolis, se prende el adquisidor de datos y la computadora.
- 2.- Se aísla el refrigerante en el generador cerrando las válvulas de salida de vapor hacia el condensador, así como también la válvula de expansión, absorbedor y evaporador. Las demás válvulas se mantienen abiertas, y se abren las válvulas de los sistemas auxiliares.
- 3.- Se presuriza el sistema auxiliar de calentamiento a 2 bares y se enciende.

3.7.2 Arranque de operación del sistema

Para poner en operación el sistema es necesario seguir los siguientes pasos:

- 1.- Se pone en marcha el extractor a 30 Hz y se inicia la corrida del programa *enfriado por aire2.vee*, y se arranca el programa oprimiendo el botón *Start* y el programa inicia a registrar las lecturas de los sensores.
- 2.- Se pone en operación la bomba del agua para la carga térmica del evaporador y se regula el flujo para que este en el rango de 12.5 a 13.5 kg/min.
- 3.- A continuación se pone la temperatura del sistema auxiliar del agua caliente a la temperatura requerida y se enciende la bomba, y después se pone en operación la bomba de solución; conforme aumenta la temperatura la válvula de regulación se va cerrando y ya cuando la temperatura de generación llega a 50°C se cierra por completo y se abre a la apertura inicial; y el extractor se le cambia la velocidad máxima a 60 Hz.
- 4.- Ya que la presión del generador sea mayor que la del absorbedor se abre la válvula a la salida del generador y la válvula a la entrada del evaporador.
- 5.- Ahora el equipo es cuando ha iniciado operaciones.
- 6.- Los niveles de absorbedor y del generador no deben exceder la mitad de la altura del tubo de nivel que cada componente posee.

3.7.3 Protocolo de operación

Ya que el sistema inició operación es necesario hacer lo siguiente:

1.- Se tiene que fijar una temperatura de generación, así como también flujos de entrada de agua en los sistemas auxiliares, y la apertura de la válvula de estrangulación, y abrir la válvula de expansión 5 vueltas. Debido a que el equipo opera a condiciones reales, no es posible controlar la temperatura de condensación o enfriamiento del absorbedor ya que es cercana a la temperatura del aire en el ambiente.

2.- Ya que se fijaron las temperaturas y los flujos el siguiente paso es cuidar los niveles de la solución en las mirillas y esperar a que el sistema llegue a su límite máximo y mínimo de operación y terminar la prueba del día.

Este proceso se repite con la finalidad de simular la operación del equipo bajo una serie de temperaturas de condensación y de generación.

3.7.4 Procedimiento de paro

Una vez que ya se terminaron las pruebas el siguiente paso es parar el sistema de refrigeración a continuación se mencionan los pasos para el procedimiento de paro:

1.-Primero se suspende el suministro del agua de calentamiento apagando la bomba del sistema hidráulico y se desenergiza la resistencia del calentamiento, y se cierran las válvulas de los sistemas auxiliares.

2.- Después se cierra la válvula de la salida del condensador y la de la salida del generador; una vez cerrada la del generador se abre la válvula del condensador y se cierra la del evaporador.

3.- Se abre por completo la válvula de estrangulamiento y se deja que se igualen las presiones del sistema.

4.- Se espera un tiempo dejando funcionar la bomba de la solución y el extractor para que el sistema se enfríe y sea más fácil que el amoníaco se absorba en el absorbedor.

5.- Ya que se enfrió el sistema se apaga la bomba de solución y el extractor, a continuación se detiene el programa de los datos y se nombran con la fecha de la corrida y se guardan en una carpeta, una vez guardados los datos se apaga el adquisidor, la fuente y los Coriolis.

Cuando el equipo se deja de operar por largos periodos de tiempo, la solución se debe de extraer por completo del sistema y se deben almacenar en la boya.

3.7.5 Procedimiento de seguridad en caso de fugas

En caso de falla en el equipo de refrigeración que pueda ocasionar el derrame de la mezcla de trabajo, es necesario realizar el siguiente procedimiento:

- 1.-Desalojar al personal que se encuentre dentro del laboratorio de pruebas y reportar al personal de seguridad del IER.
- 2.-Colocarse el equipo de protección personal; bata, lentes de policarbonato y mascarilla.
- 3.-Si el equipo se encuentra operando, es necesario suspender el suministro de agua caliente y apagar el calentador eléctrico.
- 4.-Si es posible localizar la fuga mediante inspección visual, o bien usando mechas de azufre, cuyo humo de la mecha se torna de color blanco en presencia del amoniaco.
- 5.- Cerrar las válvulas de seccionamiento del dispositivo que provoca la fuga.
- 6.- Colocar un trapo con agua en el lugar de la fuga para minimizar el efecto del amoniaco.
- 7.- En caso de derrame, realizar una aspersion con agua en el lugar para que el amoniaco sea absorbido.

Capítulo 4 Evaluación experimental del sistema de refrigeración variando flujos.

En el presente capítulo se realiza el análisis y se presentan los resultados de la experimentación del equipo de refrigeración, se da una breve explicación de la metodología de experimentación que se siguió para llevar a cabo las corridas experimentales. Posteriormente se llevó a cabo el análisis de los resultados aplicando la estadística a los valores obtenidos para el cálculo de la incertidumbre con el programa UDASys3 (Verma et al., 2016) de los mismos y después se hace la representación gráfica.

4.1 Procedimiento de experimentación

Para llevar a cabo la evaluación del sistema de refrigeración enfriado por aire es necesario realizar una serie de pruebas en donde se deben fijar o cambiar una serie de variables para poder observar el comportamiento del sistema de refrigeración.

Las pruebas se llevaron a cabo con las siguientes condiciones de operación:

-Temperatura de generación (TG): Es el agua que ingresa al generador y se utilizó a una temperatura de $110^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$.

-Temperatura de condensación (TC): Esta varía dependiendo de las condiciones del ambiente, esta se encontró entre 23°C a 29°C .

-Temperatura del agua del Evaporador (TE): Es la temperatura del agua que suministra la carga térmica al evaporador, se mantuvo en un rango entre 24.5°C y 26°C .

-Válvula de expansión: Se le proporcionó una apertura de 5 vueltas.

-Flujo del agua al evaporador: Se mantuvo en un rango entre 12 kg/min y 13.5 kg/min.

-Flujo del extractor: se varió dependiendo de la prueba.

-Flujo de agua caliente al generador: Se varió dependiendo de la prueba

-Flujo de la solución concentrada hacia el generador para el primer bloque: se varió dependiendo de la prueba.

-Concentración de la mezcla: se tiene una concentración del 49% de amoníaco y 51% de agua en total se introdujeron 15 kg de solución.

En primer lugar la temperatura de generación se mantuvo constante para no tener más variables de entrada que modificar para poder mantener estable el equipo a una sola temperatura de generación.

La temperatura de condensación depende de las condiciones ambientales del lugar, además de la hora en que se inician las pruebas, debido a que el condensador-absorbedor es enfriado por aire. Las pruebas comenzaban a las 7 de la mañana y concluían a las 12 del día y se alcanzaban temperaturas de condensación entre el rango de 25°C y 29°C.

Por otro lado la temperatura del agua que entra al evaporador para la carga térmica se selecciona a 25°C \pm 0.5°C ya que es una temperatura ambiente que puedes obtener en Temixco, Morelos fácilmente, lo importante de esta temperatura es que no debe de tener variaciones grandes es por ello que, como la temperatura del agua disminuye, esta se calienta con ayuda de un banco de resistencia que están dentro del tinaco donde está contenida el agua de la carga térmica.

La experimentación consistió en tres series de pruebas. En la primera, las corridas experimentales se realizaron cambiando únicamente el flujo del aire del extractor, para la segunda serie de pruebas se varió el flujo del agua caliente que entra al generador y por último en la tercer serie de pruebas, las corridas realizadas fueron hechas variando el flujo de la bomba de solución. Cabe mencionar que únicamente los flujos que se cambiaron en cada banco de pruebas fueron los ya mencionados y los demás flujos y temperatura del generador se mantuvieron constantes.

Las pruebas experimentales ya mencionadas se realizaron en las siguientes fechas: del 4 al 13 de marzo del 2019 se varió el flujo del extractor de aire al sistema, del 21 al 25 de marzo del 2019 se efectuaron las pruebas variando el flujo del agua caliente que ingresa al generador y del 14 al 21 de mayo del 2019 se llevaron a cabo las pruebas experimentales variando el flujo de la bomba de la solución. Todas las pruebas obtenidas se realizaron siguiendo los pasos del procedimiento de arranque y paro descritos en el capítulo anterior.

El primer banco de pruebas se llevó a cabo variando el flujo del extractor del aire, después para el segundo banco de pruebas se varió el flujo de agua caliente que entra el generador y por último para el tercer banco de pruebas se varió el flujo de la bomba de la solución. Todas las pruebas fueron monitoreadas con el sistema de adquisición de datos, con lecturas de valores cada 15 segundos, de esta forma se podía visualizar el comportamiento del equipo en tiempo real y posteriormente los datos se procesaron en una hoja de cálculo.

4.2 Resultados de las pruebas variando el flujo del extractor

Para este primer banco de pruebas se utilizó la mezcla al 49% de concentración y 15 kg de solución dentro del equipo de refrigeración, se usó una temperatura de generación de 110°C \pm 0.5°C, la temperatura de la carga térmica se mantuvo como se mencionó anteriormente

entre 24.5°C y 26°C, y un flujo entre 12 kg/min y 13.5 kg/min. La apertura de la válvula de expansión se mantuvo con una apertura de 5 vueltas, el flujo del agua caliente se mantuvo en un promedio de 16.26 kg/min, el flujo de la bomba de solución con un promedio de 0.94 kg/min con la bomba de solución Milton Roy modelo 5KC35KN284G. Para poder modificar el flujo del extractor, se utilizó un variador de frecuencia desde 60Hz siendo este el 100%, hasta el 50% de su capacidad, con una disminución del 10% hasta llegar al 50% como se puede observar en la Tabla 4.1. A continuación se presenta el análisis de los resultados de las pruebas:

Tabla 4.1. Frecuencia, caudal y potencia del extractor en función del porcentaje

Porcentaje	Flujo Volumétrico (m ³ /h)	Frecuencia (Hz)	Potencia (kW)
100%	3190	60	0.186
90%	2871	54	0.167
80%	2552	48	0.149
70%	2233	42	0.13
60%	1914	36	0.11
50%	1595	30	0.093

Las presiones obtenidas en este banco de pruebas cuando el equipo se encontraba en las condiciones antes mencionadas fueron las siguientes: en la sección de presión alta se obtuvo un promedio de 14.24 bar en el generador, mientras que en la sección de presión baja se obtuvo una presión promedio de 4.95 bar en el evaporador, teniendo un delta de presión entre la presión alta y baja de 9.29 bar.

En la Figura 4.1, se muestran las potencias de enfriamiento externas ($\dot{Q}_{e_{ext}}$), en función de las temperaturas de condensación (temperatura ambiente al realizar las pruebas), las cuales se obtuvieron en las pruebas variando el flujo del extractor de aire. En la figura se observa que la $\dot{Q}_{e_{ext}}$ disminuye ligeramente al aumentar la temperatura de condensación, esto es de esperarse ya que al aumentar la temperatura de condensación, aumenta la presión de este componente y por lo tanto la presión en el generador, la que a su vez hace que se incremente la temperatura de ebullición de la solución disminuyendo así la cantidad de refrigerante producido y por lo tanto el $\dot{Q}_{e_{ext}}$. Por otra parte se puede observar que el $\dot{Q}_{e_{ext}}$ aumenta a medida que se incrementa el porcentaje o flujo de aire al extractor. Esto se debe a que al aumentar el flujo de aire mejora la transferencia de calor a través de los tubos aletados en el condensador y el absorbedor. Se observa que para una fracción de aire del 50% el $\dot{Q}_{e_{ext}}$ varía de entre 1.7 kW y 2.4 kW, los cuales se van incrementando a medida que aumenta la fracción de flujo hasta llegar a valores de entre 3.1 kW y 3.4 kW para la fracción de flujo del 100%.

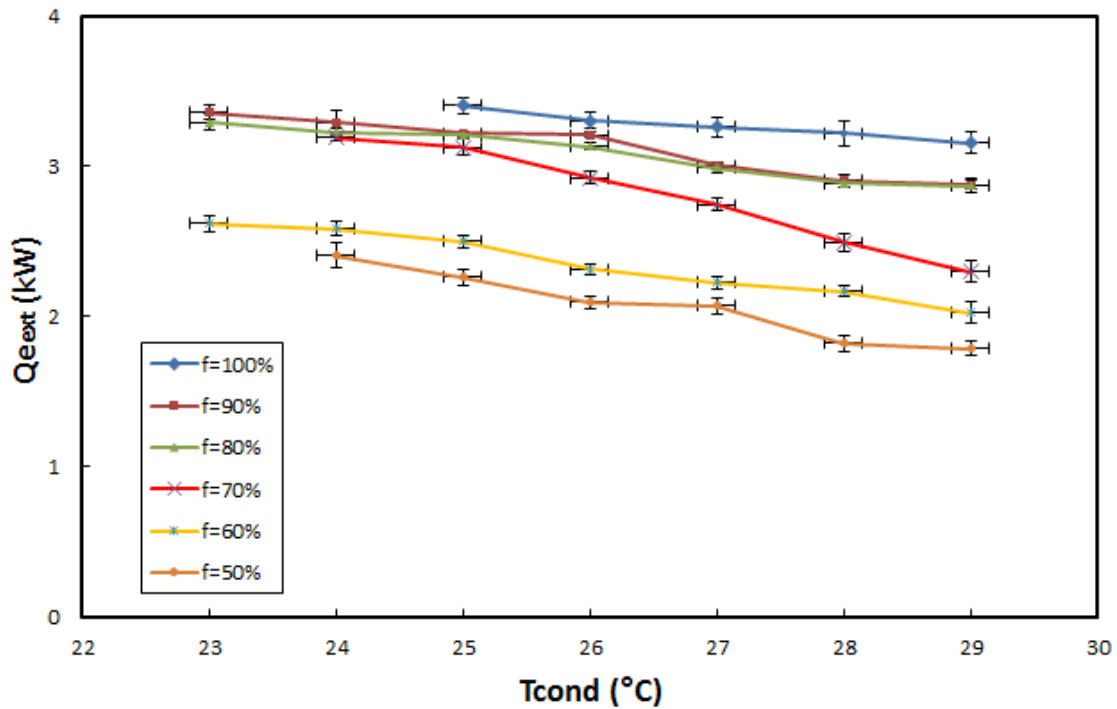


Figura 4.1. Potencia de enfriamiento externa.

En la Figura 4.2 se presenta el comportamiento de la potencia interna de enfriamiento ($\dot{Q}_{e_{int}}$) respecto de la temperatura de condensación obtenida al momento en que se realizó la prueba. Para el cálculo de esta potencia de enfriamiento se usaron los valores de los flujos internos del sistema. Como se puede apreciar en la figura la potencia de enfriamiento interna disminuye conforme aumenta la temperatura de condensación por las razones ya mencionadas en la Figura 4.1, pero además se observa que $\dot{Q}_{e_{int}}$ es mayor que $\dot{Q}_{e_{ext}}$ esto se debe a que en los flujos internos no existe una pérdida de calor como en los flujos externos en los intercambiadores de calor. Se observa que para una fracción de aire del 50% se obtienen $\dot{Q}_{e_{int}}$ de entre 2 kW y 2.7 kW, los cuales incrementan cuando el flujo del extractor de aire se usa al 100% de capacidad cuyos valores se encuentran entre 4 kW y 4.5 kW, siendo estos un 24.4 % mayor que la potencia de enfriamiento externa de la Figura 4.1.

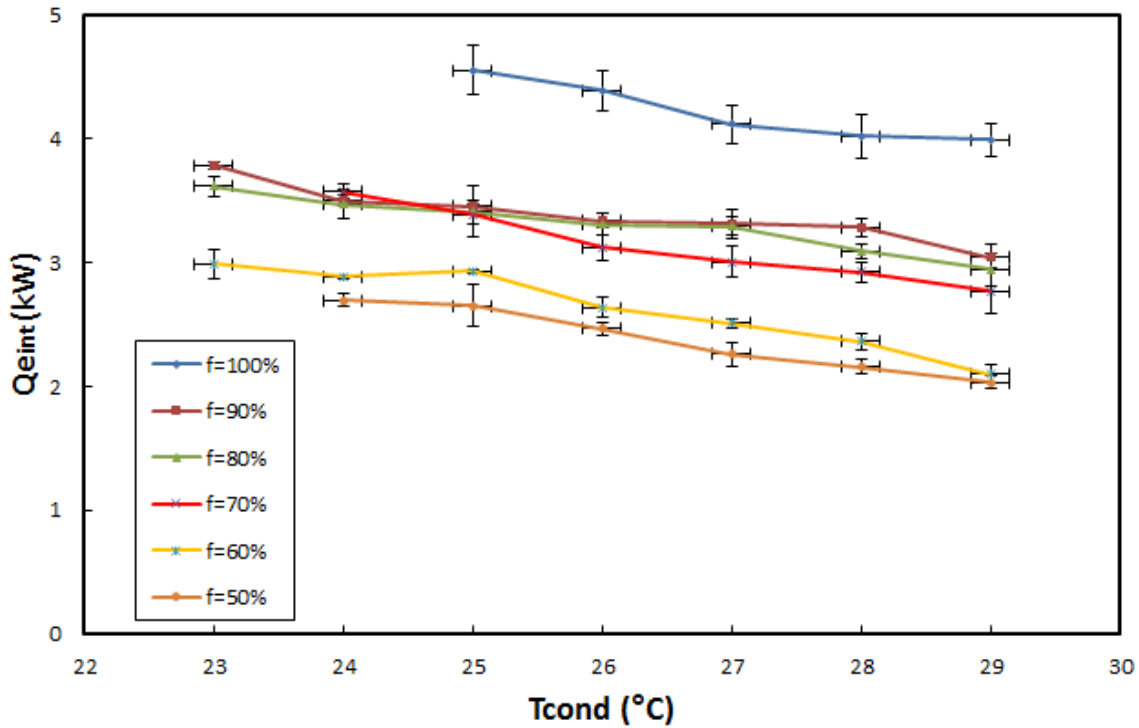


Figura 4.2. Potencia de enfriamiento interna.

A continuación en la Figura 4.3 podemos observar el flujo másico de refrigerante producido en función de la temperatura de condensación. En esta figura se puede observar que la mayor producción de refrigerante concuerda con la potencia de enfriamiento ya que se obtiene la mayor producción cuando es más alta la potencia de enfriamiento como se puede observar en la Figura 4.1 y la Figura 4.2. La producción del refrigerante disminuye cuando la temperatura de condensación aumenta, y al aumentar la temperatura de condensación se incrementa la temperatura de ebullición de la solución y disminuye la potencia de enfriamiento por lo tanto la potencia de enfriamiento es directamente proporcional a la producción del refrigerante. Se observa que a la menor fracción de flujo de aire del 50% se tiene una producción de refrigerante desde 97.3 g/min a 112.5 g/min, y va en aumento a medida que la fracción del flujo de aire incrementa llegando a valores entre 136.9 g/min y 157.7 g/min para la fracción de flujo del 100%.

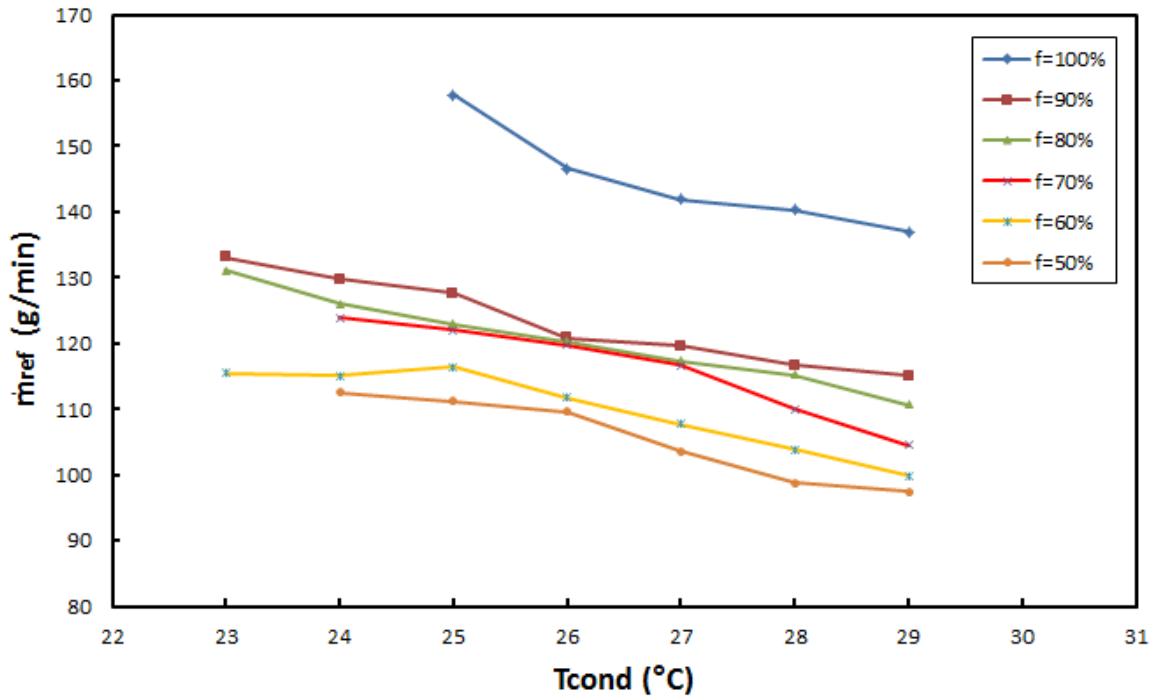


Figura 4.3. Flujo del refrigerante producido.

Ahora en la Figura 4.4, se presentan el comportamiento de los valores del coeficiente de operación externo (COP_{ext}), en función a la temperatura de condensación. Estos fueron calculados mediante la Ecuación 2.20 del segundo capítulo de este trabajo. Para calcular el coeficiente de operación externo se divide la potencia de enfriamiento entre la suma de la potencia de generación, con la potencia de la bomba y la potencia del extractor (Anexo B). Se observa que el COP_{ext} disminuye conforme aumenta la temperatura de condensación ya que disminuye la potencia de enfriamiento por la razón ya mencionada anteriormente. Por otra parte se puede observar que cuando la fracción de flujo de aire es del 50% se obtienen COP_{ext} de 0.21 a 0.26, los cuales van incrementando conforme la fracción del flujo aumenta hasta llegar al 100% de la capacidad del extractor de aire obteniendo COP_{ext} con valores de entre 0.35 y 0.47.

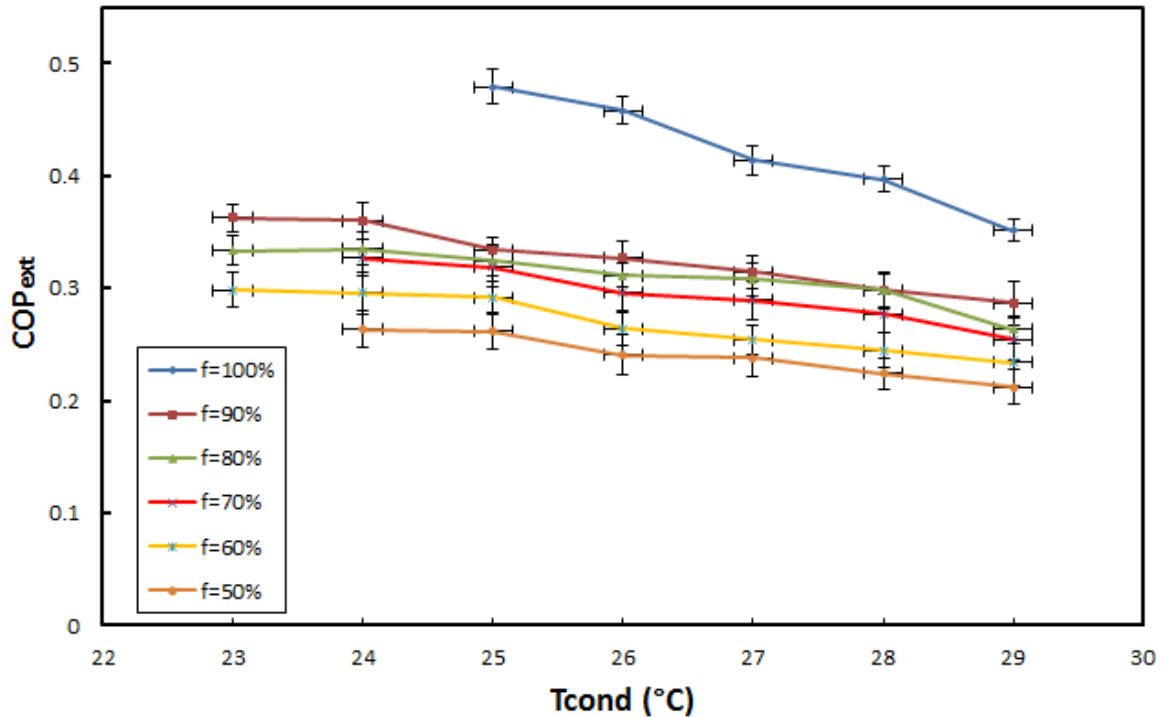


Figura 4.4. Coeficiente de operación externo.

A continuación en la Figura 4.5 se presenta los valores del coeficiente de operación internos (COP_{int}) en función con la temperatura de condensación. En la figura se puede observar que el COP_{int} tiene un comportamiento similar al COP_{ext} donde se ve una ligera disminución del COP_{int} al aumentar la temperatura de condensación. Por otra parte se observa que COP_{int} es mayor un 29.8% que el COP_{ext} , esto es de esperarse ya que la potencia de enfriamiento interna era mayor a la potencia de enfriamiento externa por lo ya mencionado anteriormente en la Figura 4.2. Se observaron valores de COP_{int} de 0.39 a 0.52 para el flujo de aire del extractor al 50% de su capacidad los cuales fueron incrementando hasta llegar de entre 0.57 y 0.67 para un flujo de aire del extractor al 100% de su capacidad.

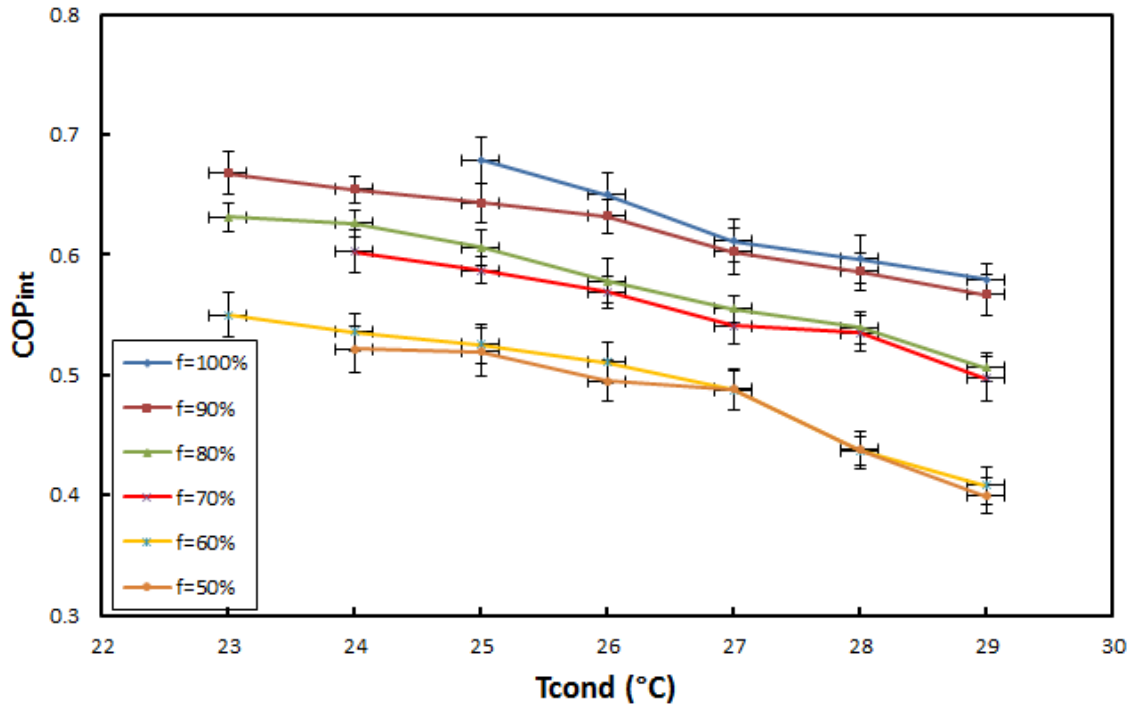


Figura 4.5. Coeficientes de operación internos.

Por último en la Figura 4.6 se presentan el comportamiento de las temperaturas del evaporador en función de la temperatura de condensación. En donde se puede observar que las temperaturas más bajas registradas fue cuando se obtuvo la mayor producción de refrigerante como se vio en la Figura 4.3. La temperatura en el evaporador es la causante del efecto de enfriamiento al absorber el calor latente del agua a enfriar que se le suministra al evaporador. El paso del flujo de refrigerante, por la válvula de expansión, provoca una caída de presión y de igual forma una disminución de temperatura, así como también un cambio parcial de fase de líquido a vapor de refrigerante. Se observa que para una fracción de aire del 50% la temperatura del evaporador varía de entre 16°C y 19.1°C, las cuales van disminuyendo a medida que aumenta la fracción de flujo de aire hasta llegar a valores de entre 7°C y 12.4°C para la fracción de flujo del 100%. La disminución en la temperatura de condensación se debe a que al aumentar el flujo de aire del extractor mejora la transferencia de calor a través de los tubos aletados en el absorbedor disminuyendo la temperatura y presión en el absorbedor y por lo tanto en el evaporador, lo que a su vez permite obtener una menor temperatura en el evaporador. Cuando se utilizó el flujo de aire al 100% de la capacidad hubo una disminución mayor de temperatura en el condensador y el absorbedor que cuando se utilizó el extractor de aire al 90%. Para los otros flujos del extractor de aire la disminución de temperatura entre ellos era menor en comparación con los flujos de 90% y 100%.

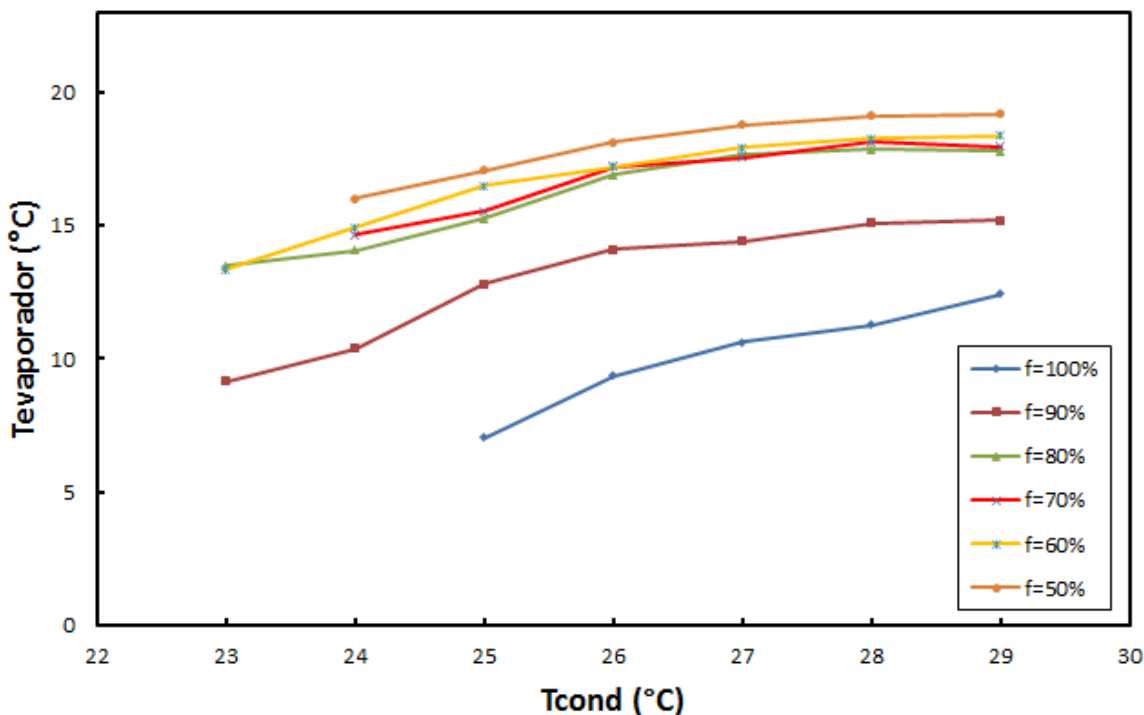


Figura 4.6. Temperatura del Evaporador.

4.3 Resultados de las pruebas variando el flujo del agua que entra al generador.

En el segundo banco de pruebas se utilizó la mezcla al 49% de concentración y 15 kg de solución dentro del equipo de refrigeración, se fijó una temperatura de generación de 110°C, la temperatura de la carga térmica se mantuvo nuevamente en el rango entre 24.5°C y 26°C y un flujo entre 12 kg/min y 13.5 kg/min. La apertura de la válvula de expansión se mantuvo con una apertura de 5 vueltas. El flujo de la bomba de solución con un promedio de 0.94 kg/min usando la bomba Milton Roy modelo 5KC35KN284G, el flujo del extractor se utilizó al 100% de su capacidad, el flujo del agua caliente se varió desde flujos que van desde 10 kg/min hasta 18 kg/min con saltos de 2 kg/min. A continuación se presenta el análisis de los resultados de las pruebas:

En todas las pruebas de esta serie de corridas, se manejaron dos presiones manométricas la de la zona de alta cuya presión obtuvo un promedio de 14.06 bar y la zona de baja presión la cual promedió 5.12 bar, cabe mencionar que la presión de alta se midió en el generador y la presión de baja se obtuvo midiendo la presión en el evaporador. Se obtiene un delta de presión de 8.94 bar entre la zona de alta y baja presión en promedio.

En la Figura 4.7 se puede observar las potencias de enfriamiento externas ($\dot{Q}_{e_{ext}}$) obtenidas en función de la temperatura de condensación. En la figura se puede observar como $\dot{Q}_{e_{ext}}$

aumenta, cuando el flujo de agua caliente que ingresa al generador incrementa, esto se debe a que al aumentar el flujo mejora la transferencia de calor entre el agua de calentamiento y la solución y con ello se genera más vapor de amoniaco. Al generarse más cantidad de refrigerante aumenta la $\dot{Q}_{e_{ext}}$, la cual disminuye cuando incrementa la temperatura de condensación ya que aumenta la presión en el generador y cambia el punto de ebullición de la solución disminuyendo la cantidad del refrigerante producido y por lo tanto $\dot{Q}_{e_{ext}}$. Por otra parte se puede observar que para un flujo de agua caliente que ingresa al generador de 10 kg/min se obtuvieron potencias de enfriamiento de entre 1.8 kW y 2.1 kW, los cuales se van incrementando a medida que el flujo de agua caliente aumenta hasta llegar a valores de 3.5 kW a 3.8 kW.

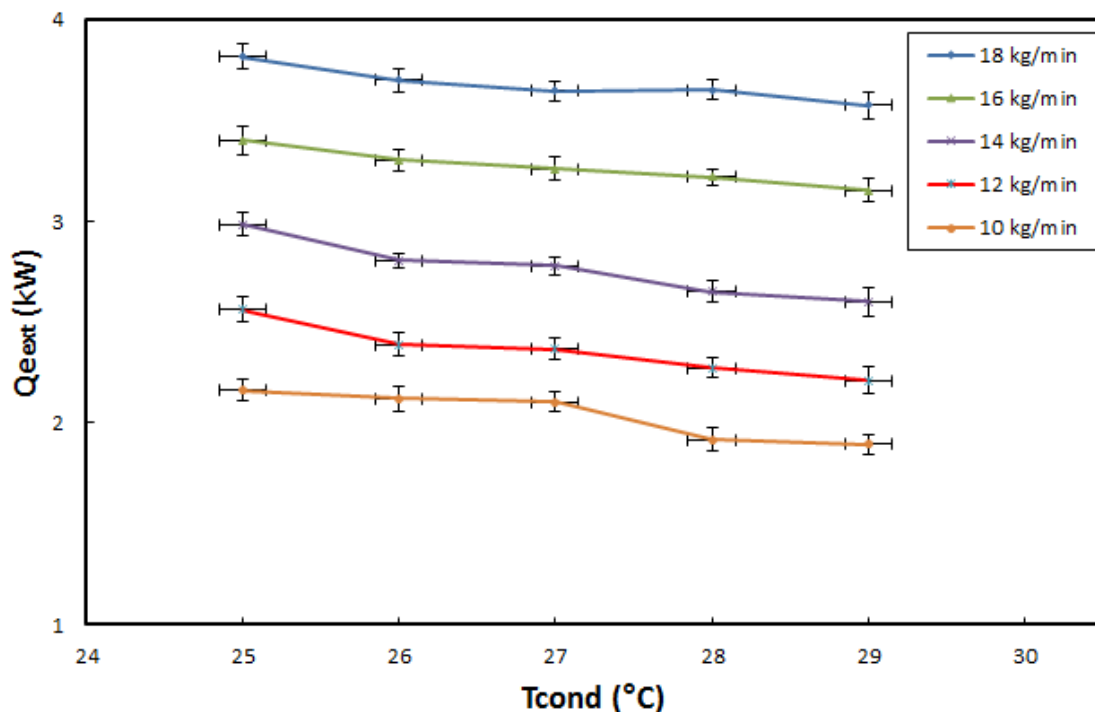


Figura 4.7. Potencia de enfriamiento externa.

En la Figura 4.8 se muestra el comportamiento de las potencias de enfriamiento de los flujos internos ($\dot{Q}_{e_{int}}$) en función con la temperatura de condensación. Se puede observar que $\dot{Q}_{e_{int}}$ es mayor un 24% que $\dot{Q}_{e_{ext}}$ como se vio en la Figura 4.7, ya que para el cálculo de $\dot{Q}_{e_{int}}$ se usan las corrientes internas del sistema las cuales no tienen pérdida de calor como las corrientes externas. Se observa que la $\dot{Q}_{e_{int}}$ disminuye conforme aumenta la temperatura de condensación por las razones ya mencionadas anteriormente en la Figura 4.7. Por otra parte se puede observar que la $\dot{Q}_{e_{int}}$ aumenta a medida que se incrementa el flujo de calentamiento. Se observa que para un flujo de 10 kg/min la $\dot{Q}_{e_{int}}$ varía entre 2.5 kW y 3.1 kW, mientras que a 18 kg/min los valores varían entre 4.6 kW y 5 kW.

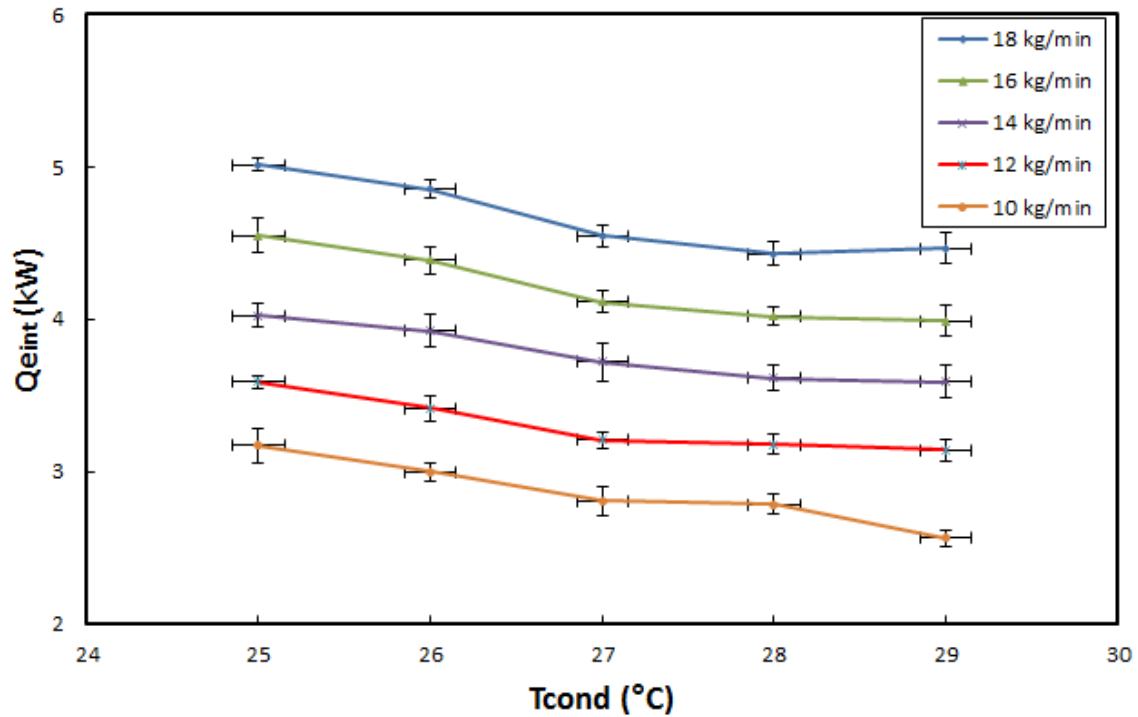


Figura 4.8. Potencia de enfriamiento interna.

A continuación en la Figura 4.9 se presentan los flujos máscicos obtenidos en este banco de pruebas, en función con la temperatura de condensación. Donde se puede observar que la producción de refrigerante concuerda al comportamiento de la potencia de enfriamiento, ya que cuando se presenta la potencia de enfriamiento más altas se presenta la producción de refrigerante mayor. Al igual que la potencia de enfriamiento, la producción del refrigerante disminuye conforme aumenta la temperatura de condensación, ya que el proceso de absorción es más eficiente a bajas temperaturas en el absorbedor. Se observa que cuando el flujo de agua caliente es de 10 kg/min se obtienen valores de producción de refrigerante de entre 95 g/min y 103.6 g/min, los cuales incrementan a medida que aumenta el flujo de entrada del agua caliente al generador a valores de entre 150.8 g/min y 175.8 g/min con un flujo de agua de calentamiento de 18 kg/min, el cual es 41 % mayor que el flujo de calentamiento de 10 kg/min.

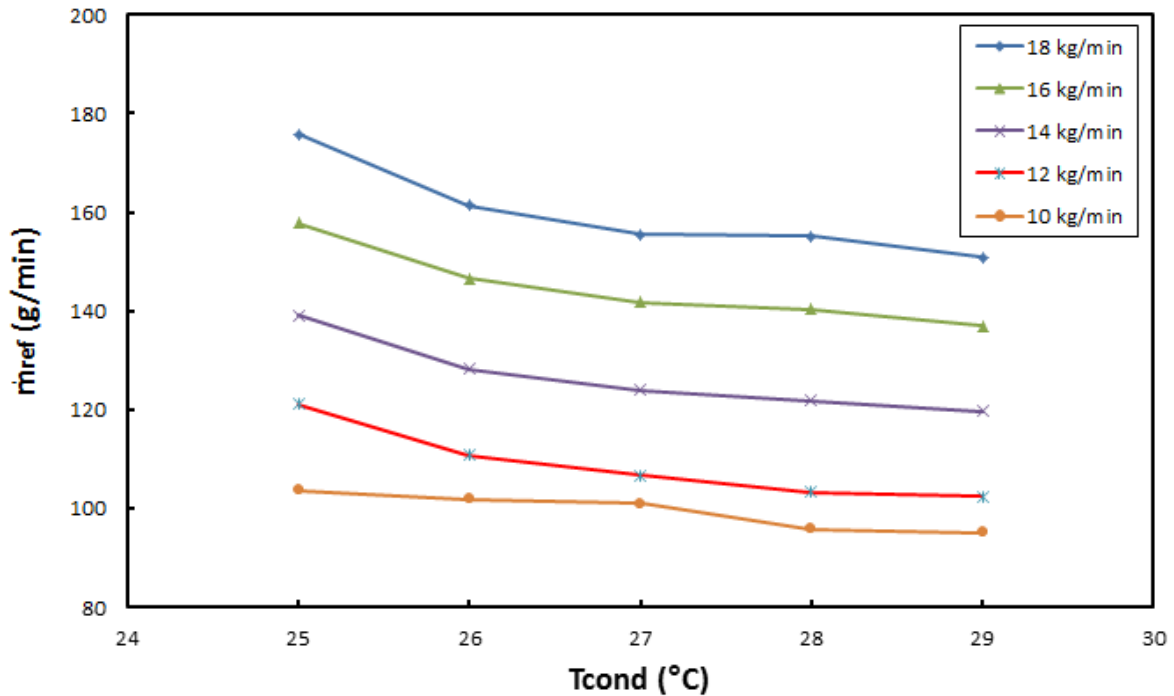


Figura 4.9. Flujo másico de producción de refrigerante.

A continuación en la Figura 4.10, se presentan los valores del coeficiente de operación externo (COP_{ext}), en función de la temperatura de condensación los cuales disminuyen de manera lineal al aumentar la temperatura de condensación, ya que disminuye la potencia de enfriamiento de tal forma que aumenta la presión con lo cual la temperatura de ebullición y la producción de refrigerante disminuye. Se puede observar que cuando el flujo del agua de generación es de 10 kg/min se obtienen valores de COP_{ext} de entre 0.23 y 0.33, cuyos valores aumentan cuando se incrementa el flujo del agua que entra al generador a 18 kg/min y toma valores de COP_{ext} de entre 0.39 y 0.52 que representa un aumento del 36.5% respecto al flujo de 10 kg/min.

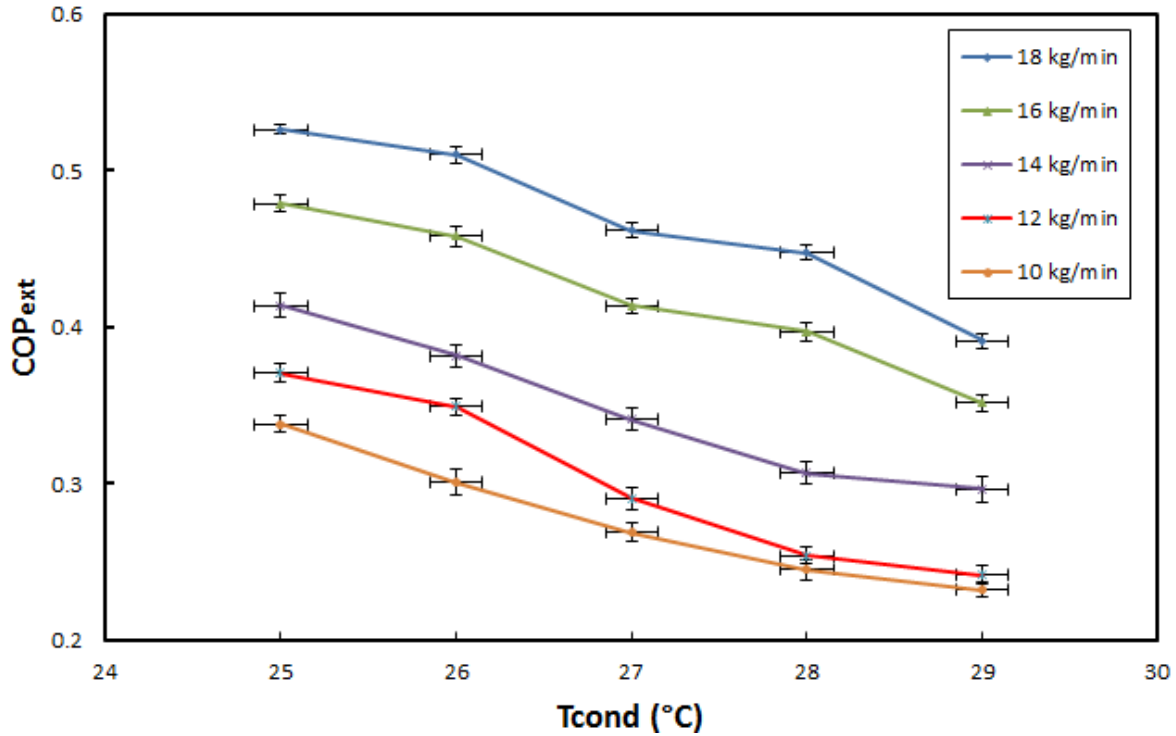


Figura 4.10. Coeficientes de operación externos.

En la Figura 4.11, se pueden observar los valores del coeficiente de operación internos (COP_{int}), los cuales están en función de la temperatura de condensación los cuales como era de esperarse, son más grandes a los coeficientes de operación externos, debido a que se toman los flujos internos y en estos no existe una pérdida de calor como en los flujos externos. Por otra parte se puede observar que el COP_{int} muestra la misma tendencia que los valores del COP_{ext} los cuales conforme aumenta la temperatura de condensación el coeficiente de operación disminuye por las razones ya explicadas en la Figura 4.10. Se observa que cuando el flujo del agua del generador es de 10 kg/min se tienen COP_{int} con valores de entre 0.34 y 0.44, cuyos valores aumentan cuando el flujo del agua del generador se usó a 18 kg/min ya que se obtuvieron valores mayores de entre 0.65 y 0.75 que representa un aumento en porcentaje del 41.3% con respecto al COP_{int} mayor registrado a un flujo de 10 kg/min.

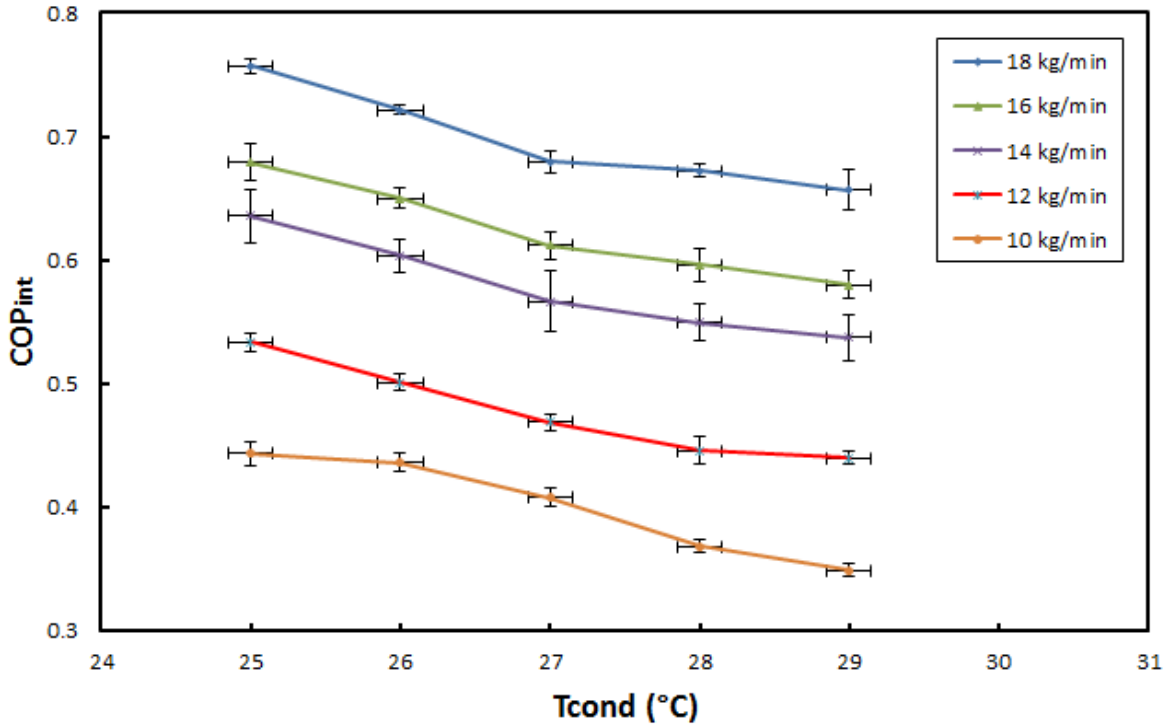


Figura 4.11. Coeficientes de operación internos.

Por último se presentan las temperaturas del evaporador en la Figura 4.12, las cuales aumentan conforme aumenta la temperatura de condensación, ya que se produce menor cantidad de refrigerante, por el aumento del punto de ebullición de la solución debido al incremento de la presión en el generador. El efecto de enfriamiento ya se mencionó en la Figura 4.6. Se observa que cuando el flujo de agua caliente al generador fue de 10 kg/min se obtuvieron temperaturas con valores de 11°C a 14.2°C, mientras que cuando el flujo del agua de calentamiento que entra al generador se utilizó a 18 kg/min se obtuvieron temperaturas de entre 6.5°C y 11.8°C, teniendo así las temperaturas más bajas dentro de este banco de pruebas.

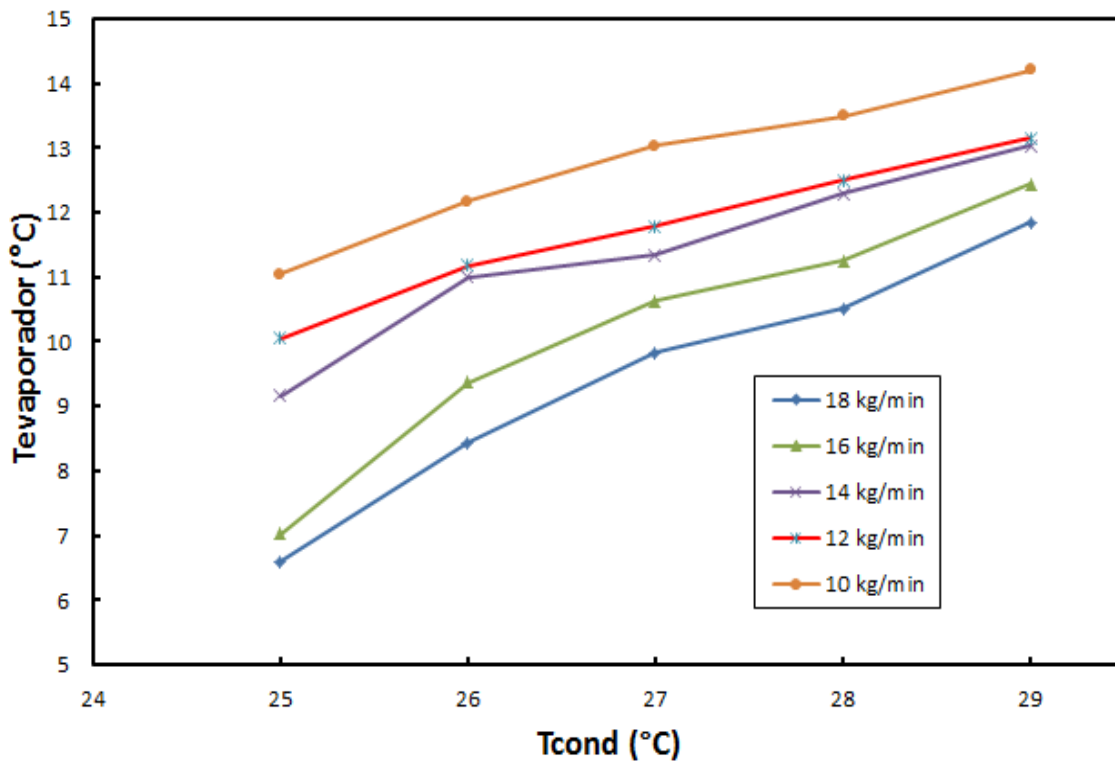


Figura 4.12. Temperaturas del evaporador.

4.4 Resultados de las pruebas variando el flujo de la bomba de solución

En el tercer y último banco de pruebas se utilizó la mezcla al 49% de concentración y 18 kg de solución dentro del equipo de refrigeración ya que se le agregaron 3 kg más de solución ya que la bomba tenía una área de succión mayor, se usó una temperatura de generación de 110°C, la temperatura de la carga térmica se mantuvo en el rango entre 24.5°C y 26°C y un flujo entre 12 kg/min y 13.5 kg/min. Nuevamente la apertura de la válvula de expansión se mantuvo con una apertura de 5 vueltas. El flujo del extractor se utilizó al 100% de su capacidad y el flujo del agua caliente se mantuvo en un promedio de 16.26 kg/min. La bomba de solución se cambió y se usó la bomba Milton Roy, modelo R130A-185 y los flujos promedios obtenidos por la bomba fueron de 1.23 kg/min, 0.93 kg/min, 0.81 kg/min, 0.62 kg/min y el último de 0.48 kg/min. A continuación se presenta el análisis de los resultados de las pruebas:

En la Figura 4.13 se puede observar las potencias de enfriamiento externas ($\dot{Q}_{e_{ext}}$) en función a las temperaturas de condensación, que se obtuvieron en las pruebas variando los flujos de la bomba de solución. Como se puede ver en la figura cuando se tienen flujos elevados se tiene una mayor potencia de enfriamiento. Esto se debe a que al aumentar el flujo de la solución que entra al generador, aumenta la transferencia de calor y por ende la

producción de refrigerante y la potencia de enfriamiento. La $\dot{Q}_{e_{ext}}$ disminuye ligeramente conforme la temperatura de condensación se eleva. Se puede observar que cuando el flujo de la bomba de solución es de 0.48 kg/min se obtienen los valores más bajos de $\dot{Q}_{e_{ext}}$ de 1.6 kW a 2 kW, cuyos valores aumentan cuando el flujo de la bomba de solución es de 1.23 kg/min con valores de 3.2 kW a 3.5 kW.

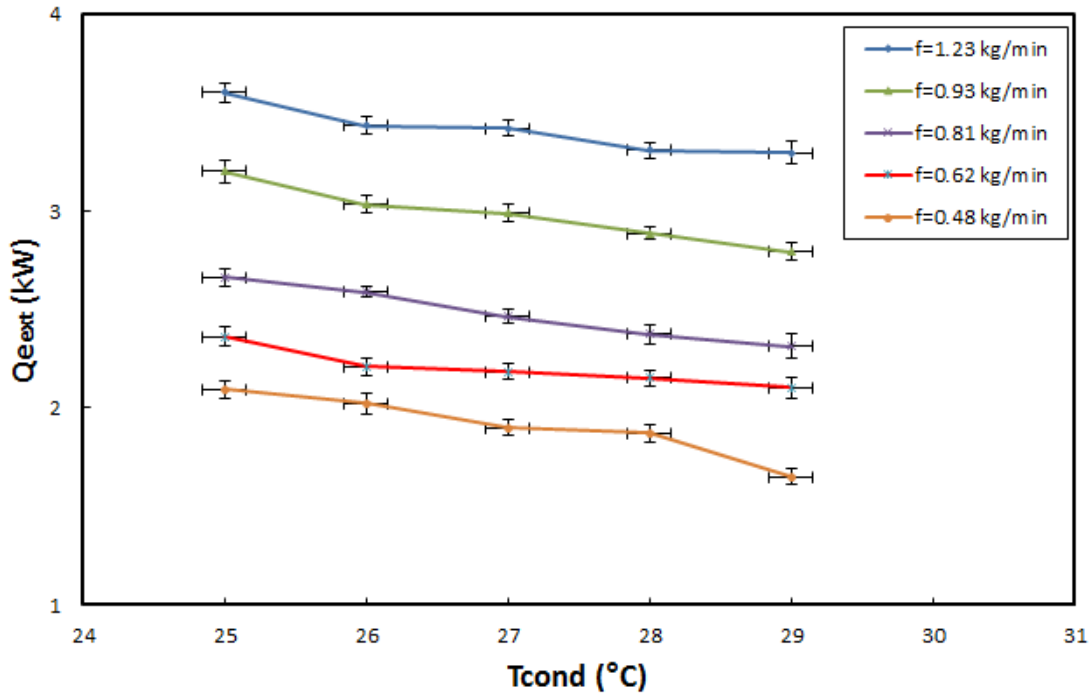


Figura 4.13. Potencia de enfriamiento externa.

En la Figura 4.14 se muestra la potencia de enfriamiento interna ($\dot{Q}_{e_{int}}$) respecto a las temperaturas de condensación, en donde se puede observar que las potencias de enfriamiento internas son mayores un 31.3% que las potencias de enfriamiento externas reportadas en la Figura 4.13. Esto se debe a que como ya se ha mencionado antes las corrientes internas no tienen una alta pérdida de calor como las corrientes externas. Presentan un comportamiento similar a la potencia de enfriamiento externa ya que conforme aumenta la temperatura de condensación, disminuye la potencia de enfriamiento por las razones explicadas anteriormente en la Figura 4.13. Se obtuvieron potencias de enfriamiento internas desde 4.1 kW hasta 5.1 kW, cuando el flujo de la bomba de solución era de 1.23 kg/min, ahora bien cuando el flujo de la bomba de solución se utilizó al menor flujo promedio registrado de 0.48 kg/min se obtuvieron $\dot{Q}_{e_{int}}$ con valores de 2.6 kW a 3.2 kW.

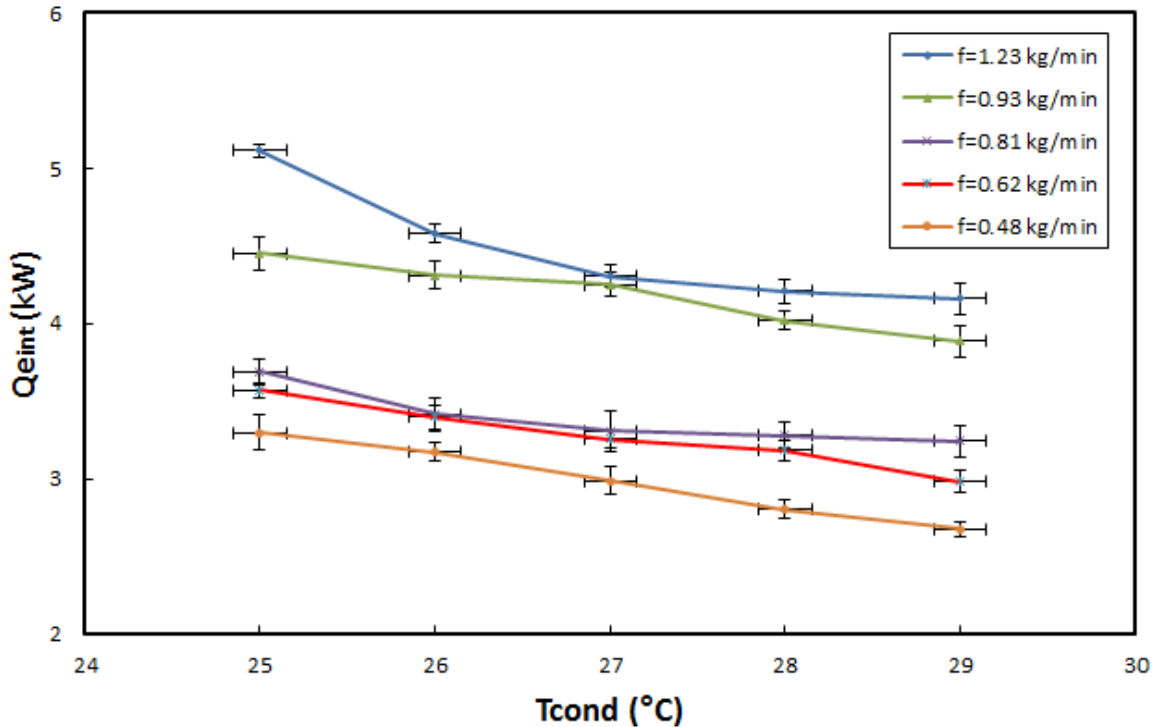


Figura 4.14. Potencia de enfriamiento interna.

En la Figura 4.15 se muestra el flujo másico de la producción de refrigerante en función de la temperatura de condensación. Donde se observa que la mayor producción de refrigerante se obtuvo cuando el flujo de la bomba de solución fue de 1.23 kg/min con un máximo de producción de 201.2 g/min y un mínimo de 134.1 g/min. Cuando el flujo de la bomba de solución se mantuvo en 0.48 kg/min se obtuvo la producción con valores de 94.4 g/min a 115.1 g/min siendo estas las cantidades más bajas de producción de refrigerante de este banco de pruebas. La tendencia del flujo de refrigerante a 1.23 kg/min se debe a que si bien alcanzo el flujo promedio de 1.23 kg/min, el flujo de la bomba de solución oscilaba no se mantenía constante en el flujo de 1.23 kg/min, a comparación de los otros flujos que si bien también oscilaba pero la diferencia era menor en comparación con la del flujo de 1.23 kg/min.

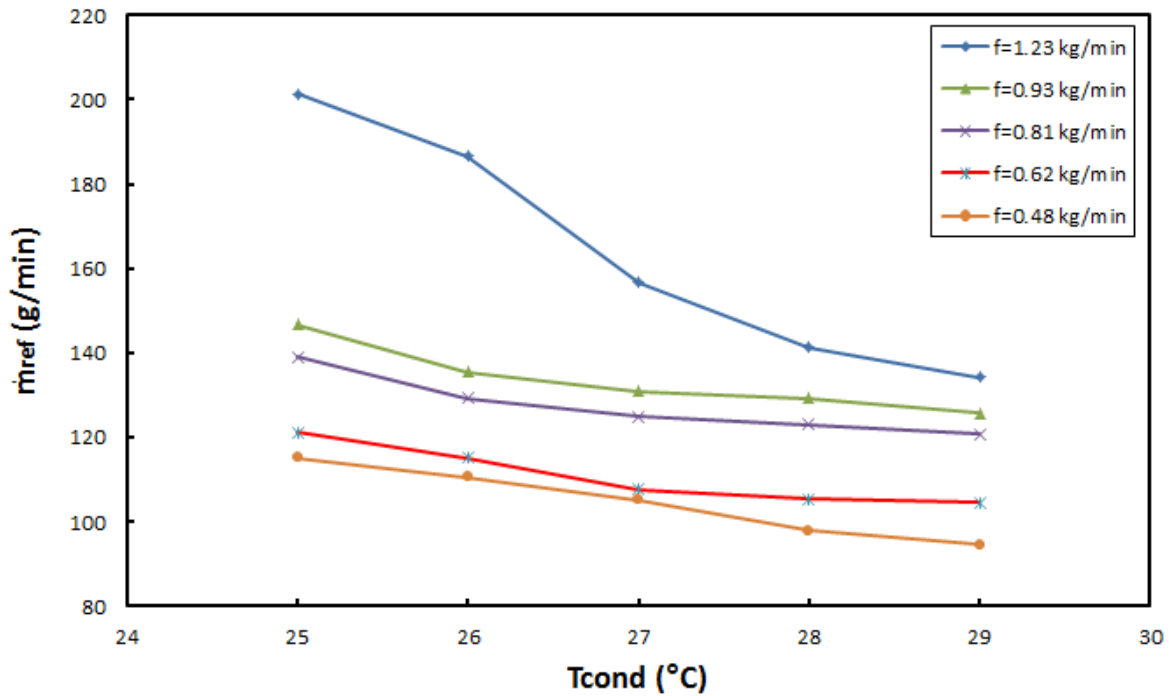


Figura 4.15. Producción de refrigerante.

Posteriormente en la Figura 4.16, se presentan el comportamiento del coeficiente de operación externo (COP_{ext}) respecto a las temperaturas de condensación. Se puede apreciar que al aumentar la temperatura de condensación, el coeficiente de operación externo disminuye por las razones mencionadas en la Figura 4.10 de la sección anterior. Se observa que los coeficientes de operación externos mayores registrados se ubican en la prueba cuando el flujo de la solución de la bomba era de 1.23 kg/min donde se tiene un coeficiente de operación externo máximo de 0.56 y un COP_{ext} mínimo de 0.44. Cuando el flujo se manejó a 0.48 kg/min se obtuvieron COP_{ext} , con valores de 0.25 a 0.33, siendo esta última corrida la que presentó el coeficiente de operación más bajo con un 41% por debajo del máximo registrado en este banco de pruebas.

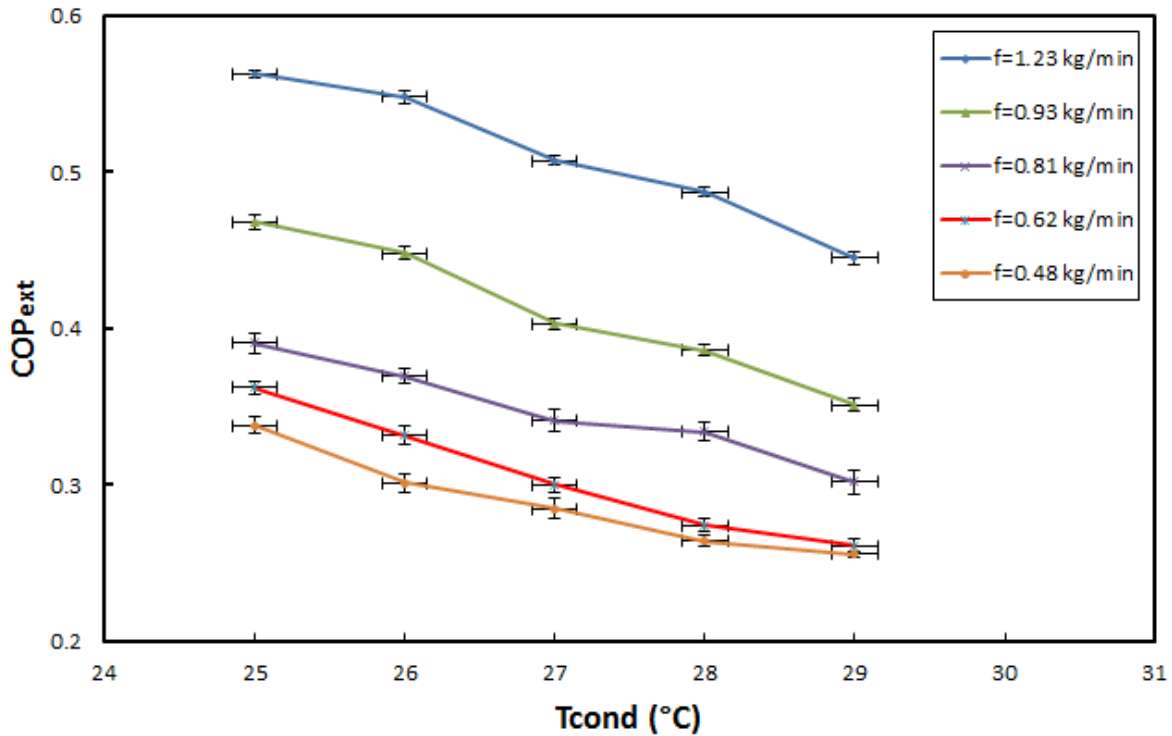


Figura 4.16. Coeficientes de operación externos.

En la Figura 4.17, se aprecia la conducta de los valores del coeficiente de operación internos (COP_{int}), respecto a las temperaturas de condensación alcanzadas en la prueba. Se observa que los valores del COP_{int} son un 16.4% mayor que los COP_{ext} , y presentan la misma tendencia, que en la Figura 4.16 donde disminuye el coeficiente de operación ligeramente conforme aumenta la temperatura de condensación, y con ello disminuye también de igual forma la potencia de enfriamiento (ver Figura 4.15) la cuál es directamente proporcional a la producción de refrigerante (ver Figura 4.14). Se observa de igual forma que en el flujo de la bomba de solución de 1.23 kg/min se presentan los COP_{int} más elevados con valores de 0.59 a 0.67, los cuales disminuyeron cuando el flujo de la bomba de solución disminuyó a valores de 0.33 a 0.42.

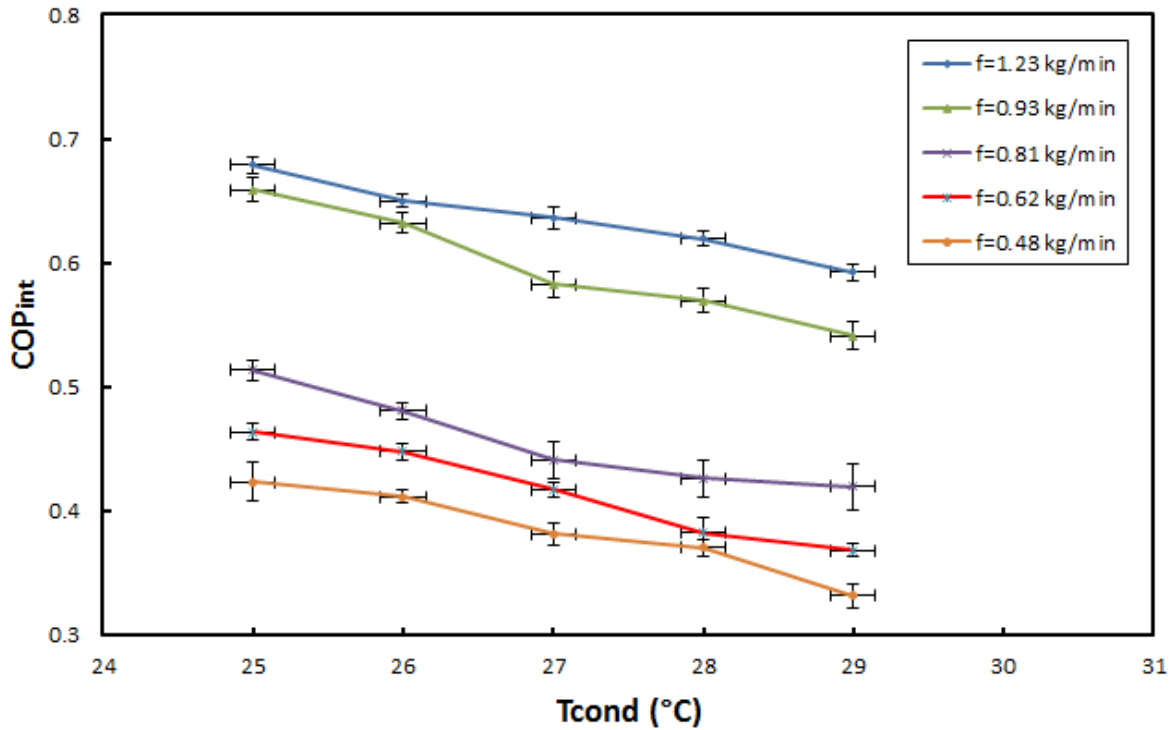


Figura 4.17. Coeficientes de operación internos.

Por último en la Figura 4.18, se muestra el promedio de las temperaturas obtenidas en el evaporador las cuales se comportan inversamente proporcionales respecto a la producción de refrigerante ya que cuando se presentó la mayor producción de refrigerante se tiene la menor temperatura en el evaporador. Se observa un aumento de la temperatura en el evaporador cuando la temperatura de condensación aumenta. Esto se debe a que como el condensador y el absorbedor se enfrían a través del aire que circula entre ellos, el aumento de la temperatura de condensación implica también un aumento de la temperatura de absorción lo que a su vez, como ya se mencionó en la Figura 4.6, aumenta la presión en el absorbedor y por ende la temperatura de evaporación. Se puede observar que la menor temperatura en el evaporador se presentó cuando el flujo de la bomba de solución era de 1.23 kg/min y fue de 4.6°C y la máxima fue de 11.2°C, cuyos valores aumentaron de 10.42°C hasta 14.9°C con un flujo de la bomba de solución de 0.48 kg/min.

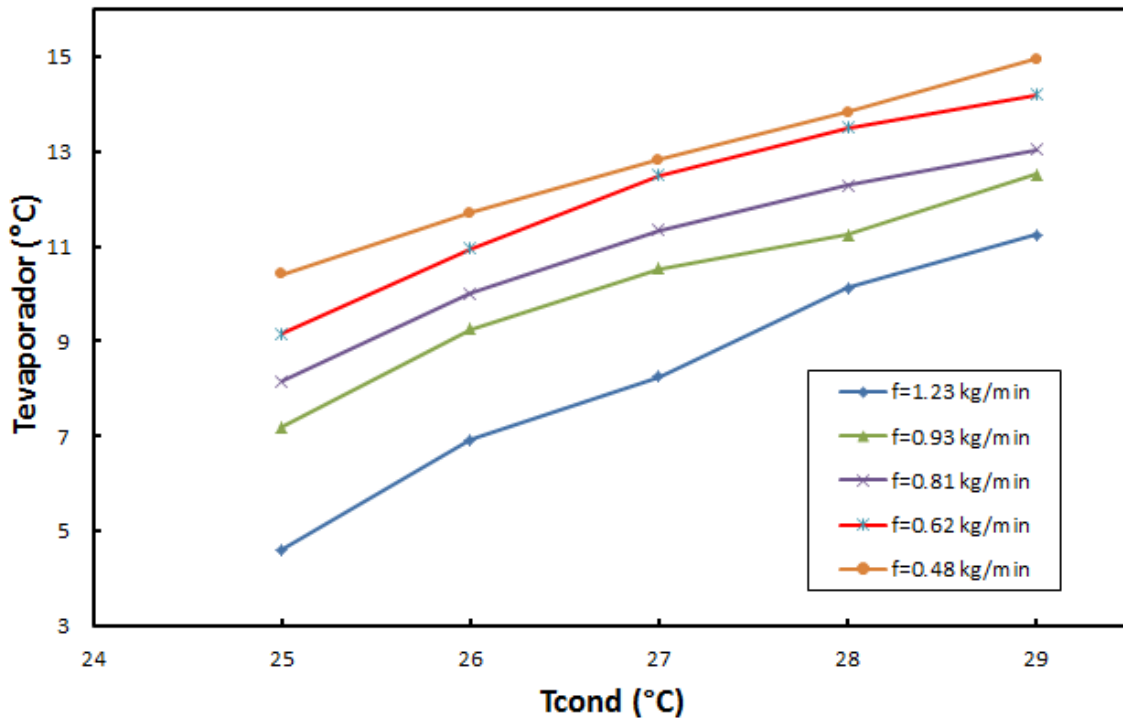


Figura 4.18. Temperaturas en el evaporador.

Al término de la evaluación del equipo nos permite observar cómo es el comportamiento del sistema cuando se varían los flujos máxicos del agua del generador y la de la bomba de solución, y el flujo volumétrico del extractor de aire. Nos ayuda a poder tener un control del sistema para poder saber en qué rangos de flujo se pueden tener rendimientos aceptables del equipo dependiendo de las condiciones en las que se utilice.

Cabe señalar que los COP obtenidos en este trabajo se encuentran dentro del rango de los COP obtenidos en los trabajos citados en la revisión bibliográfica.

Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones.

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a manera de conclusiones. También se dan recomendaciones para la operación del equipo, así como también propuestas de mejoras al sistema que ayudaran en el desempeño del mismo para futuras evaluaciones.

5.1 Conclusiones

Observando los resultados obtenidos en este proyecto de tesis, se puede concluir que los objetivos establecidos se completaron de manera satisfactoria. A continuación se exponen las conclusiones obtenidas en este trabajo:

- El flujo del extractor influye considerablemente en el comportamiento del equipo ya que cuando se aumenta el flujo de aire, mejora la transferencia de calor a través de los tubos aletados en el condensador y el absorbedor, lo cual aumenta la potencia de enfriamiento.
- El flujo masico del agua de calentamiento que entrada al generador es directamente proporcional con la potencia de enfriamiento.
- La potencia de enfriamiento es más sensible a los cambios del flujo del extractor que a las variaciones del flujo del agua de generación y del flujo de la bomba de solución.
- La bomba Milton Roy(Azul) de solución obtuvo una potencia de enfriamiento externa máxima de 3.39 kW, un coeficiente de operación externo de 0.47, y una temperatura mínima de evaporación de 7.02°C.
- La bomba Milton Roy (Amarilla) de solución obtuvo una potencia de enfriamiento externa máxima de 3.59 kW, un coeficiente de operación externo de 0.56, y una temperatura mínima de evaporación de 4.6°C.
- La temperatura mínima del evaporador alcanzada a las diferentes condiciones fue de 4.6°C, la cual es adecuada para su uso en aplicaciones en aire acondicionado.
- La potencia de enfriamiento máxima externo e interna del sistema, a las diferentes condiciones evaluadas, fueron de 3.81 kW y 5.11 kW, respectivamente.
- El coeficiente de operación máximo externo e interno del sistema, a las diferentes condiciones fueron de 0.56 y 0.75, respectivamente, los cuales están dentro del rango en los trabajos citados en la revisión bibliografica.
- Con los resultados obtenidos se concluye que el sistema de refrigeración permite la aplicación para aire acondicionado.

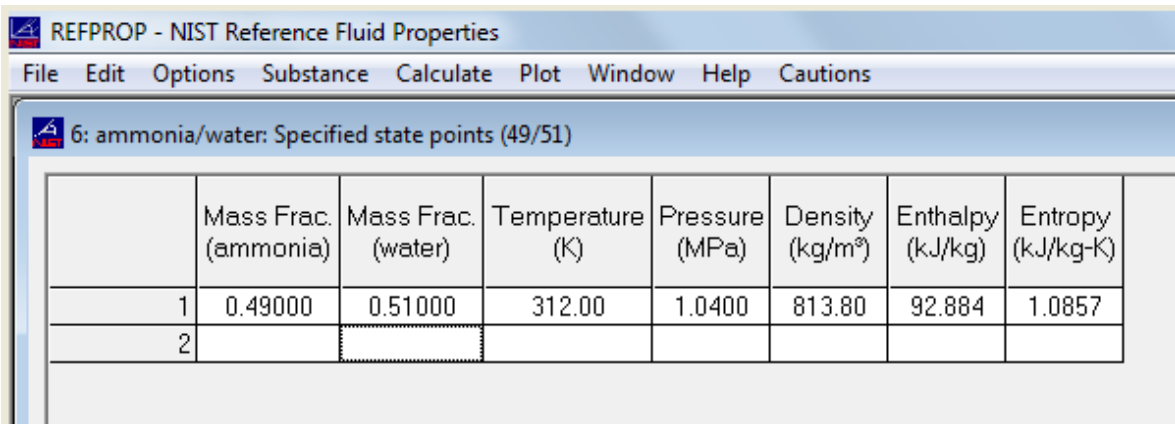
5.2 Recomendaciones

- Contar con una bomba presurizadora para aumentar la presión del sistema auxiliar de calentamiento, para poder tener un flujo constantes, cuando las temperaturas de generación sobrepasan los 100°C.
- Poner en paralelo una mirilla en el absorbedor que nos permita ver el nivel de solución que se encuentra en el absorbedor.
- Aislar las tuberías que conectan a los intercambiadores de calor.
- Instalar un medidor de humedad para poder tener registro de la humedad presente en aire, ya que puede influir en el equipo debido a que es enfriado por aire.

Anexo A

Para el cálculo de la Densidad de la mezcla de amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), se utilizó el software REFPROP para calcular la densidad de la mezcla utilizada

Se puso la fracción de masa de cada sustancia y el software calculó la densidad de la mezcla.



The image shows a screenshot of the REFPROP software interface. The title bar reads "REFPROP - NIST Reference Fluid Properties". The menu bar includes "File", "Edit", "Options", "Substance", "Calculate", "Plot", "Window", "Help", and "Cautions". The main window title is "6: ammonia/water: Specified state points (49/51)". Below this is a table with the following data:

	Mass Frac. (ammonia)	Mass Frac. (water)	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	0.49000	0.51000	312.00	1.0400	813.80	92.884	1.0857
2							

Anexo B

-Fórmula para el cálculo del coeficiente de operación externo (COP_{ext})

Se denomina así ya que para su cálculo se toman las corrientes externas. Se parte de la Ecuación 2.20 que se presentó en el capítulo 2 donde la salida deseada o efecto de enfriamiento es igual a la potencia de enfriamiento ($\dot{Q}_{e,ext}$), mientras que la entrada requerida es igual al calor de generación de entrada $\dot{Q}_{g,ext}$. La ecuación usada se presenta a continuación:

$$COP_{absorción} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_e}{Q_{generador} + W_{bomba} + W_{extr}} \quad (2.20)$$

Donde la potencia de enfriamiento externa $\dot{Q}_{e,ext}$ y la potencia de generación externa $\dot{Q}_{g,ext}$ se calculan de la siguiente manera, tomando como referencia la Figura 3.23 del capítulo 3 de la tesis.

$$\dot{Q}_{e,ext} = \dot{m}_1 cp (T_3 - T_4) [kW]$$

$$\dot{Q}_{g,ext} = \dot{m}_2 cp (T_{12} - T_{13}) [kW]$$

Donde \dot{m} es el flujo másico expresado en kg/s, cp es el calor específico del agua expresado en kJ/kg K y T es la temperatura expresada en °C.

-Fórmula para el cálculo del coeficiente de operación interno (COP_{int})

Se denomina COP_{int} debido a que el cálculo se hace en función de las corrientes internas del sistema de refrigeración. Se parte también de la Ecuación 2.20 ya mencionada anteriormente donde la salida deseada o efecto de enfriamiento es igual a la potencia de enfriamiento ($\dot{Q}_{e,int}$), mientras que la entrada requerida es igual al calor de generación de entrada $\dot{Q}_{g,int}$ más el trabajo consumido por la bomba de solución (W_{bomba}) y el extractor de aire (W_{extr})

$$COP_{int} = \frac{\text{salida deseada}}{\text{entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}_{e,int}}{\dot{Q}_{g,int} + W_{bomba} + W_{extr}}$$

Las cuales se definen a partir de la Figura 3.23 del capítulo 3 de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{e,int} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 [kW]$$

$$\dot{Q}_{g,int} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_{11} h_{11} [kW]$$

$$W_{bomba} = v_8 (P_1 - P_4) [kW]$$

Donde \dot{m} es el flujo másico expresado en kg/min, h es la entalpía específica en kJ/kg, cabe señalar que las entalpías fueron calculadas con ayuda de las correlaciones de **Conde, (2004)** con las temperaturas obtenidas en el programa de adquisición de datos, v es el volumen específico de la solución en m³/kg, P_1 la presión alta y P_4 la presión baja expresadas en kPa y aplicando el factor de conversión $1\text{kJ/kg}=1000\text{m}^2/\text{s}^2$.

Bibliografía

- Abarca, A., & Aldaz, M. (24 de Enero de 2014). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SECADOR ROTATORIO PARA LA OBTENCIÓN DE ESCAMAS PET. RIOBAMBA, RIOBAMBA, Ecuador.
- ACEA. (1 de Enero de 2010). ACEA. Recuperado el 1 de Junio de 2016, de ACEA: <http://acea.com.mx/invernaderos/minigreen>
- Achuthan, M., Venkataraman, A., & Rathnasamy, R. (2011). Experimental analysis on the performance and characteristics of compact solar refrigeration system. *Distributed Generation & Alternative Energy Journal*, 66-80.
- Aguilar Perís, J. (2003). *El cambio climático, la crisis medioambiental y el futuro de la Tierra*. Madrid: Instituto de España.
- AirTechnology, C. (1 de Enero de 2016). *AirTechnology*. Recuperado el 2 de Agosto de 2016, de AirTechnology: www.Airtech.com.mx
- Alfalaval. (1 de Enero de 2019). *Alfalaval*. Recuperado el 22 de Julio de 2019, de Alfalaval: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents>
- Arduino Inc. (1 de Enero de 2016). *Arduino*. Recuperado el 20 de Agosto de 2016, de Arduino: <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardMega>
- Arellano, J., Estrada, D., Hernández, F., & Serrano, J. (2009). Proyecto de un sistema de refrigeración para congelar camarón en la ciudad de Campeche. En J. Arellano, D. Estrada, F. Hernández, & J. Serrano, *Proyecto de un sistema de refrigeración para congelar camarón en la ciudad de Campeche* (pág. 203). México: Instituto Politécnico Nacional.
- Azhar, M., & Siddiqui, M. A. (2017). Energy and Exergy Analyses for Optimization of the Operating Temperatures in Double Effect Absorption Cycle. *Energy Procedia*, 211-218.
- Barlow, Rae, J., & William, P. (1999). *Low-speed wind tunnel testing*. New York: John Wiley & sons.
- Bermejo, P., Pino, F. J., & Rosa, F. (2010). Solar absorption cooling plant in Seville. *Solar Energy*, 1503-1512.
- Best, R., & Rivera, W. (2015). A review of thermal cooling systems. *Applications Thermal Engineering*, 1162-1175.
- Best, R., & Rivera, W. (2015). A review of thermal cooling systems. *Applied Thermal Engineering*, 1162-1175.

- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). Mexico: McGraw-Hill Interamericana.
- Cai, D., & He, G. (2016). Experimental evaluation on thermal performance of an air-cooled absorption refrigeration cycle with NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN refrigerant solutions. *Energy Conversion and Management*, 32-43.
- Calise, F. (2012). High temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: Dynamic simulation and economic assessment. *Applied Thermal Engineering*, 108-124.
- Cao, E. (2010). *Heat Transfer in process engineering*. Chicago, Mexico, Londres: McGraw-Hill.
- Cengel, A. (2007). *Transferencia de Calor y Masa* (Tercera ed.). Mexico: McGraw-Hill.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica*. México, D.F.: Mc Graw Hill.
- Cerezo Román, J. (2006). *Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración*. Tarragona: Universitat Rovira i Virgili.
- Chen, J. F., Dai, Y. J., Wang, H. B., & Wang, R. Z. (2018). Experimental investigation on a novel air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller with adiabatic flash evaporator and adiabatic absorber for residential application. *Solar Energy*, 579-587.
- Conde, M. (2004). *M. Conde Engineering*. Zurich: M. Conde Engineering.
- Condori, M., Echaz, R., & Saravia, L. (2001). Solar drying of sweet pepper and garlic using. *Renewable Energy*, 447-460.
- CONUEE. (2018). *Informe Nacional de Monitoreo de la Eficiencia Energética de México 2018*. Mexico: CONUEE.
- Corvalan, R., Horn, M., Roman, R., & Saravia, R. (1992). *Ingeniería del Secado Solar*. Mexico: CYTED-D.
- De Juana, J. M. (2003). *Energías Renovables para el desarrollo*. Madrid España: Paraninfo.
- Dincer, I., & Kanoglu, M. (2010). *Refrigeration systems and applications* (2da Edición ed.). United Kingdom: Wiley.
- DM Tecnologías. (30 de Septiembre de 2014). *DM Tecnologías*. Recuperado el 30 de Agosto de 2016, de DM Tecnologías: <http://www.dmtecnologias.com.mx/malla-sombras/>
- Dossat, R. J. (1991). *Principles of Refrigeration*. New Jersey: Prentice Hall.

- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (4 ta ed.). New Jersey: John Wiley.
- Evola, G., Le Pierres, N., Boudehenn, F., & Papillon, P. (2013). Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage LiBr/water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 1015-1028.
- Extech Instruments . (15 de Enero de 2014). *Extech Instruments Corporation*. Recuperado el 13 de Septiembre de 2016, de Extech Instruments Corporation: <http://www.extech.com.es/instruments/product>
- Geankoplis, J. (1998). *Procesos de transporte y operaciones unitarias* (Tercera ed.). Mexico: Continental.
- Gebreslassie, B. H., Guillén-Gosálbez, G., Jiménez, L., & Boer, D. (2012). Solar assisted absorption cooling cycles for reduction of global warming: A multi-objective optimization approach. *Solar Energy*, 2083-2094.
- González-Gil, A., Izquierdo, M., Marcos, J., & Palacios, E. (2011). Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide-water absorption prototype for solar air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 3358-3368.
- Gu, Y., Wu, Y., & Ke, X. (2008). Experimental research on a new solar pump-free lithium bromide absorption refrigeration system with a second generator. *Solar Energy*, 33-42.
- Haresh, A. P., L., N. P., Darshan, J., & Amit, C. (2016). Energetic analysis of single stage lithium bromide water absorption refrigeration system. *Procedia Technology*, 488-495.
- Hernández Goribar, E. (1980). *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. Mexico: Limusa.
- Holman, J. (1998). *Trasferencia de Calor* (8 va ed.). Mexico: Continental.
- Howell, J., & Buckius, R. (1990). *Principios de termodinámica para ingenieros*. Texas, USA: McGrawHill.
- Ignacio C., F. (2008). *Diseño de un secador híbrido para madera aserrada*. Santa Cruz Xoxocotlán. Oaxaca: IPN.
- Incropera, P., & Dewitt, P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (Cuarta ed.). Mexico: Prentice Hall.
- Infoagro, S. (13 de Diciembre de 1999). *Infoagro*. Recuperado el 10 de Agosto de 2016, de Infoagro: http://www.infoagro.com/industria_auxiliar/plasticos.htm
- Islas Samperio, J. M., & Hernández Muñoz, H. (2004). *Nuevas Energías Renovables: Una Alternativa Energética Sustentable para México (Análisis y Propuesta)*. México: CIE-UNAM.

- Jain, D., & Tiwari, G. (2004). Effect of greenhouse on crop drying under natural and forced convection II. Thermal modeling and experimental validation. *Energy Conversion and Management*, 2777-2793.
- Jiménez Cisneros, B. E. (2005). *La contaminación ambiental en México*. Distrito Federal: LIMUSA .
- Jiménez-García, J. C., & Rivera, W. (2018). Parametric analysis on the performance of an experimental ammonia/lithium nitrate absorption cooling system. *International Journal of Energy Research*.
- Keysight Technologies Inc. (1 de Enero de 2000). *Keysight Technologies*. Recuperado el 27 de Septiembre de 2016, de Keysight Technologies: <http://www.keysight.com/en/pd-1756491-pn-34972A/lxi-data-acquisition-data-logger-switch-unit?cc=MX&lc=eng>
- Kim, D. S., & Ferreira, I. (2008). Solar refrigeration options a state of the art review. *International Journal of Refrigeration*, 3-15.
- Kipp&Zonen. (1 de Enero de 2016). *Kipp&Zonen since 1830*. Recuperado el 12 de Septiembre de 2016, de Kipp&Zonen since 1830: http://www.kippzonen.com/Product/12/CMP6-Pyranometer#.V_vP-fnhDIW
- Koyuncu, T. (2006). An Investigation on the performance Improvement of greenhouse-type agricultural dryers. *Renewable Energy*, 1055–1071.
- Lingayat, A., & Chandramohan, V. (2016). Design, Development and Performance of Indirect Type Solar Dryer. *EL SEVIER*, 409-416.
- Liu, T. (8 de Febrero de 2014). *Aosong Electronics Co*. Recuperado el 1 de Agosto de 2016, de Aosong Electronics Co.: <https://www.sparkfun.com/datasheets/Sensors/Temperature/DHT22.pdf>
- Lizarte, R., Izquierdo, M., Marcos, J. D., & Palacios, E. (2012). An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr–H₂O absorption chiller prototype for residential use. *Energy and Buildings*, 1-11.
- Lizarte, R., Izquierdo, M., Marcos, J. D., & Palacios, E. (2013). Experimental comparison of two solar-driven air-cooled LiBr/H₂O absorption chillers: Indirect versus direct air-cooled system. *Energy Build*, 323-334.
- Manohar, K., & Chandra, P. (2000). El secado de productos agrícolas en un secador de tipo invernadero. *International Agricultural Engineering Journal*, 139-150.
- Marc, O., Sinama, F., Praene, J.-P., Lucas, F., & Castaing-Lasvignottes, J. (2015). Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kW LiBr/H₂O single effect absorption chiller for solar application. *Applied Thermal Engineering*, 980-993.

- Marcos, J. D., Izquierdo, M., & Palacios, E. (2011). New method for COP optimization in water- and air-cooled single and double effect LiBrewater absorption machines. *International Journal of Refrigeration*, 1348-1359.
- Martinez R. (2011). *Construcción y caracterización de túnel de viento a bajas velocidades, parte I: Aspectos Teóricos*. Bogotá: Departamento de Física.
- Martínez, A. D. (2007). *Termotecnia básica para ingenieros químicos : procesos termodinámicos y máquinas*. España: Cuenca: Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha.
- Mehta, R., & Bradshaw, P. (1979). *Design rules for small low speed wind tunnels*. USA: The aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society.
- Miller, R., & Miller, M. R. (2004). *Air conditioning Home & Commercial*. Canada: Wiley Publishing, Inc.
- Ming, L., Chengmu, X., Reda Hassanien, E. H., Yongfeng, X., & Binwei, Z. (2016). Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide–water absorption cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 46-59.
- Misenheimer, C. T., & Terry, S. D. (2017). The development of a dynamic single effect, lithium bromide absorption chiller model with enhanced generator fidelity. *Energy Conversion and Management*, 574-587.
- Montes, E., Lloret, I., & López, M. (2009). *Diseño y Gestión de cocinas*. Mexico: Diaz de Santos.
- Muhlbauer W. (1986). Present status of solar crop drying. *Energy in Agriculture*, 121–137.
- Ochoa, A., Dutra, J., Henríquez, J., & dos Santos, C. (2016). Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O. *Energy Conversion and Management*, 30-42.
- OMEGA, E. (1 de Enero de 2003). *Omega*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2016, de Omega: <http://mx.omega.com/section/thermocouples>
- Pérez Espinosa, J. (2016). *Simulación Numérica y validación experimental de la eficiencia térmica en captadores solares de baja y mediana temperatura*. Temixco: UNAM.
- Prakash, O., & Kumar, A. (2014). Solar greenhouse drying: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 905-910.
- PROMEXICO. (2017). *La industria solar fotovoltaica y fototérmica en México*. Ciudad de México: PROMEXICO.
- Ramírez Fonseca, A. (2016). *Acondicionamiento de aire con un ciclo de refrigeración por absorción aprovechando los gases de escape de una turbina de gas*. Distrito Federal: IPN.

- Roy, J., & Boulard, T. (2005). CFD prediction of the natural ventilation in a tunnel-type greenhouse: influence of wind direction and sensibility to turbulence models. *Acta Hort*, 457-464.
- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2013). Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy and Buildings*, 286–297.
- Secretaria de Energía. (2017). *Balance Nacional de Energía (SIE)*. Ciudad de México: SENER.
- SENER. (2006). *Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México*. México: SENER.
- SENER. (2016). *Prospectiva de Energías Renovables 2016-2030*. México: SENER.
- SENER, CONUEE, & INEGI. (2018). *Encuesta Nacional sobre onsumo de Energéticos en Viviendas Particulares 2018*. México: SENER.
- Serth, R. (2007). *Process Heat Transfer Principles and Applications*. Texas: Elsevier.
- Shigley, J., & Mitchell, L. (1998). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico: McGraww-Hill.
- Sierra Instruments . (13 de Enero de 2010). *Sierra Instruments Inc*. Recuperado el 13 de Septiembre de 2016, de Sierra Instruments Inc.: <http://www.sierrainstruments.com/products/quadratherm/780i.html>
- SIGFRE-DRS, & SENER. (01 de 01 de 2018). *Sistema de Información Geográfica de Fuentes Renovables de Energía para la Planeación del Desarrollo Regional Sustentable (SIGFRE-DRS)*. Recuperado el 13 de 11 de 2018, de Sistema de Información Geográfica de Fuentes Renovables de Energía para la Planeación del Desarrollo Regional Sustentable (SIGFRE-DRS).: <http://energia.ugto.mx/index.php/fuentes-renovables-de-energia>
- Soto-Parra, P. A. (2019). *DESARROLLO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN ENFRIADO POR AIRE OPERANDO CON DIVERSAS MEZCLAS REFRIGERANTE-ABSORBENTE Y DISEÑO Y PUESTA EN MARCHA DE DOS PLANTAS*. Mexico: Tesis Doctoral UNAM.
- Sun, J., Fu, L., & Zhang, S. (2012). A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 1899-1906.
- Syed Ihtsham-ul-Haq, G., & Mojahid Sidahmed, M. S. (2015). Solution Crystallization Detection for double-effect LiBr-H₂O steam absorption chiller. *Energy Procedia*, 1522-1528.
- Ventas Garzón, R. (2010). *Estudio de máquinas de absorción con la disolucion nitrato de litio-amoniaco. Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica*. Leganés, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.
- VentDepot. (1 de Enero de 1996). *VentDepot*. Recuperado el 9 de Agosto de 2016, de VentDepot: <http://www.ventdepot.com>

- Verma. (2000). *Energía Geotérmica: calor del interior de la Tierra*. México, Distrito Federal: ISES Millennium solar Forum.
- Verma, S. P.-G.-G.-R. (2017). Erratum to: Quality control in geochemistry from a comparison of four central tendency and five dispersion estimators and example of a geochemical. *Arabian Journal of Geosciences*, 24.
- Verma, S. P.-R.-G.-R. (2017). Improved composition of Hawaiian basalt BHVO-1 from the application of two new and three conventional recursive discordancy test, Turkish Journal of. *Arabian Journal of Geosciences*, 331-353.
- Verma, S., Díaz-González, L., Pérez-Garza, J., & Rosales-Rivera, M. (2016). Quality control in geochemistry from a comparison of four central tendency and five dispersion estimators and example of a geochemical reference. *Arabian Journal of Geosciences*, 20.
- Vidal Castrejón, A. (2013). *Diseño y Construcción de un Deshidratador Híbrido con Energías Alternas*. Mexico, Distrito Federal: IPN.
- Wang, R., Ge, T., Chen, C., Ma, Q., & Xiong, Z. (2009). Solar sorption cooling systems for residential applications:. *International Journal of Refrigeration* 32, 638-660.
- Wang, S. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. New York, USA: McGraw-Hill.
- Wark, K., & Richards, D. (2001). *Termodinámica*. Madrid, España: McGrawHill.
- Whitman, W., & Johnson, W. (2013). *Refrigeration & air conditioning technology*. United States: DELMAR.
- Wu, W., Wang, B., Shi, W., & Li, X. (2013). Crystallization analysis and control of ammonia-based air source absorption heat pump in cold regions. *Adv. Mech. Eng.*
- Xu, Z. Y., & Wang, R. Z. (2018). Comparison Of absorption refrigeration cycles for efficient air-cooled solar cooling. *Solar Energy*, 14-23.
- Yin, Y. L., Song, Z. P., Wang, R. Z., & Zhai, X. Q. (2012). Experimental investigation of a mini-type solar absorption cooling system under different cooling modes. *Energy and Buildings*, 131-138.
- Yin, Y. L., Zhai, X. Q., & Wang, R. Z. (2013). Experimental investigation and performance analysis of a mini-type solar absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 267-277.
- Yu, Y.-j., Zhang, S.-j., & Xiao, Y.-h. (2016). Modeling the dynamic simulation and control of a single effect LiBr–H₂O absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, 1183-1191.
- Zinet, M., Rulliere, R., & Haberschill, P. (2012). A numerical model for the dynamic simulation of a recirculation single-effect absorption chiller. *Energy Conversion and Management*, 51-63.