



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA - SOLAR FOTOTÉRMICA

**EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA VERTICAL
DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN OPERANDO
CON LA MEZCLA NITRATO DE LITIO-AMONIACO**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
JOSÉ CAMILO JIMÉNEZ GARCÍA

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

MÉXICO, D. F. JULIO 2014



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Best y Brown Roberto

Secretario: Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido

Vocal: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier

1^{er.} Suplente: Dr. Gómez Espinoza Víctor Hugo

2^{do.} Suplente: Dr. Rivera Blanco Carlos Octavio

Lugar donde se realizó la tesis:

Instituto de Energías Renovables, UNAM
Temixco Morelos

TUTOR DE TESIS

DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO

FIRMA

Dedicatoria

*A mi familia, quienes son mi ejemplo,
mi motor y mi inspiración.*

Agradecimientos

- A mi familia, por el apoyo incondicional que me han brindado a lo largo de mi formación.
- A mi tutor principal el doctor Wilfrido Rivera Gómez Franco, quien me ha demostrado ser un excelente académico y persona, le agradezco por su confianza, por la oportunidad de trabajar y aprender de él, y por todo el apoyo brindado a lo largo de la realización de mi tesis de maestría.
- Al gran equipo de trabajo conformado por mis compañeros y amigos Alex Hernández, Luis Domínguez y Pedro Soto, un grupo de excelentes profesionistas y personas quienes siempre tuvieron la disponibilidad de trabajar en equipo y compartir sus amplios conocimientos, sin su colaboración no habría sido posible llevar a cabo las actividades realizadas en tiempo y forma.
- Al comité tutorial conformado por los doctores Roberto Best, Rosenberg Romero, Victor Gómez, Carlos Rivera y Wilfrido Rivera, por sus valiosas recomendaciones y comentarios respecto a la presente tesis.
- A todas las personas que de forma directa o indirecta participaron en alguna parte del proceso de experimentación: Al Dr. Víctor Hugo Gómez por su ayuda con la preparación y carga de solución al equipo y en general a lo largo de la experimentación; al Dr. Jorge Hernández y a los ingenieros Francisco Hernández y Roy por su apoyo con el sistema auxiliar de calentamiento, a la M.I. Iris Santos por su colaboración en la parte electrónica del sistema auxiliar de condensación, a las personas del taller mecánico del instituto, de quienes se tuvo el apoyo técnico en cada ocasión que se requirió; a los trabajadores administrativos quienes brindaron su apoyo dando seguimiento a las solicitudes de compra, trabajo, etc.
- A la coordinación y administración de posgrado del instituto de energías renovables por todo el apoyo brindado desde el inicio de mis estudios de maestría.
- Al proyecto SENER-CONACYT 117914 por el financiamiento destinado para la realización de la presente investigación.
- Al Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México, por brindarme un valioso espacio con la infraestructura necesaria para mis estudios y por convertirse prácticamente en mi hogar durante casi dos años de mi vida.

-
- A todas y cada una de las personas del instituto que con su amistad, me han hecho crecer como persona, aprender y desarrollarme no solamente en el sentido académico, sino en el deportivo, cultural y social; a mis compañeros de generación, al equipo de trabajo, a los del equipo de básquet-bol, del taller de radio y por supuesto a los entrópicos.
 - Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada para la realización de mis estudios de maestría, sin la cual no hubiera tenido la oportunidad de seguir con mi preparación profesional.
-

Resumen

El presente trabajo de investigación se centra en la evaluación experimental de un equipo de aire acondicionado que opera por el principio de absorción y utiliza la mezcla amoniacónitrato de litio.

El objetivo de la evaluación experimental del equipo de aire acondicionado, es caracterizar su funcionamiento bajo distintas condiciones de operación para ser capaces de determinar principalmente los coeficientes de operación del equipo como un todo, sin embargo, también resulta de utilidad para conocer el desempeño particular de cada componente, y de esta forma, estar en condiciones de proponer cambios en el diseño que mejoren su funcionamiento. En la tesis presente, el análisis se centra en el funcionamiento del equipo como un todo, omitiendo el análisis de cada componente.

Para evaluar el equipo bajo distintas condiciones de operación, fue necesario hacer uso de sistemas auxiliares de calentamiento y condensación. Una prueba experimental consistió en establecer una temperatura de generación y variar la temperatura de condensación en un rango que va desde los 18°C a los 36°C, estableciendo temperaturas de condensación cada 2°C. Las temperaturas de generación fueron establecidas en 85°C, 90°C, 95°C, 100°C y 105°C.

El valor del COP interno máximo obtenido fue de 0.76 a $T_g = 100^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$, mientras que el valor mínimo fue de 0.53 a $T_g = 85^\circ\text{C}$ y $T_c = 30^\circ\text{C}$. De acuerdo a los datos internos, el equipo ofrece un desempeño más eficiente a una $T_g = 100^\circ\text{C}$, sin embargo, la mayor potencia de enfriamiento (Q_e) entregada por el equipo se obtuvo a la condición $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$ y correspondió a un valor igual a 2.51kW.

La temperatura promedio del refrigerante $T_{r,prom}$, más baja a la entrada del evaporador fue registrada a $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 28^\circ\text{C}$, y correspondió a un valor de -4.04°C , por el contrario, la mayor tuvo un valor de 12.44°C a las condiciones $T_g = 90^\circ\text{C}$ y $T_c = 36^\circ\text{C}$.

La diferencia de presiones promedio para todas las corridas experimentales estuvo alrededor de 9 bar, el valor más bajo fue de 7.4 bar para $T_g = 85^\circ\text{C}$, el cual se incrementó hasta llegar a 10.5 bar encontrado a una $T_g = 105^\circ\text{C}$.

Contenido

Agradecimientos	II
Resumen	IV
1. Introducción	1
1.1. Panorama Energético Mundial	1
1.2. Situación Energética en México	7
1.2.1. Producción de Energía primaria	7
1.2.2. Consumo Nacional de Energía	10
1.3. Principales Sistemas de Refrigeración	12
1.4. Revisión Bibliográfica	13
1.4.1. Investigaciones Experimentales	13
1.4.2. Investigaciones Teóricas	22
1.4.3. Equipos Comerciales	28
1.5. Justificación	29
1.6. Objetivos	30
1.6.1. Objetivo General	30
1.6.2. Objetivos Específicos	30
1.7. Estructura General de la Tesis	31
2. Marco Teórico	32
2.1. Panorama Actual de los Sistemas de Refrigeración	32
2.1.1. Antecedentes Históricos de la Refrigeración	32
2.1.2. Descripción de los Sistemas de Refrigeración	34
2.2. Termodinámica Asociada a la Refrigeración	41
2.3. Ciclos de Carnot y Carnot inverso	43
2.4. Refrigeración por Compresión de Vapor	46
2.5. Refrigeración por Absorción	48
2.5.1. Principio de Operación	49
2.5.2. Clasificación de los Sistemas de Absorción	51

3. Descripción del Sistema de Aire Acondicionado por Absorción	54
3.1. Descripción General del Equipo y los Subsistemas	54
3.1.1. Componentes Principales del Sistema	56
3.1.2. Soporte del Sistema de Aire Acondicionado	61
3.1.3. Descripción de la Conexión de los Componentes del Sistema de Aire Acondicionado	63
3.1.4. Descripción de los Sistemas Auxiliares	67
3.2. Descripción de la Instrumentación, Calibración y Adquisición de Datos	71
3.2.1. Instrumentación	71
3.2.2. Adquisición de Datos	73
3.3. Descripción del Protocolo de Operación del Equipo	73
3.3.1. Procedimiento de arranque	74
3.3.2. Procedimiento de paro	76
3.3.3. Procedimiento de Paro de emergencia	76
4. Evaluación Experimental	78
4.1. Descripción de la metodología para la evaluación	78
4.2. Resultados	80
4.2.1. Análisis de flujos externos	80
4.2.2. Análisis de flujos internos	91
4.2.3. Comparación de COP's internos y externos	99
Conclusiones	102
Recomendaciones	104
A. Propiedades Termodinámicas de la Solución Amoniac-Nitrato de Litio	105
B. Propagación de errores	108
Referencias	111

Lista de Figuras

1.1. Consumo energético mundial por tipo de combustible en miles de billones de BTU (10^{15})	3
1.2. Generación de electricidad neta por fuente de energía billones de kiloWatt-hora (10^{12})	4
1.3. Consumo de energía en el sector residencial a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})	4
1.4. Consumo de energía en el sector comercial a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})	5
1.5. Consumo de energía en el sector industrial a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})	6
1.6. Consumo de energía en el sector transporte a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})	7
1.7. Consumo final de energía por energético en México	8
1.8. Consumo final de energía por sector	9
1.9. Estructura de la Producción de Energía Primaria	10
1.10. Consumo Nacional de Energía	12
2.1. Esquema de un sistema de refrigeración por absorción básico	38
2.2. Esquema de un sistema de refrigeración por chorro de vapor	39
2.3. Principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración termoeléctrica	40
2.4. Principio general de funcionamiento de un refrigerador	42
2.5. Diagrama P-V del ciclo de Carnot	44
2.6. Diagrama P-V del ciclo de refrigeración de Carnot	44
2.7. Diagrama T-s del ciclo de refrigeración de Carnot	46
2.8. Diagrama T-s del ciclo ideal de refrigeración por compresión	47
2.9. Diagrama T-s del ciclo real de refrigeración por compresión	48
2.10. Esquema del ciclo de refrigeración por absorción	50
3.1. Dibujo esquemático del montaje de los componentes principales en el equipo.	55
3.2. Vista de Sección del Generador	56
3.3. Dibujo esquemático del serpentín.	57
3.4. Dibujo esquemático del intercambiador utilizado como absorbedor o generador.	58

3.5. Intercambiador de placas utilizado para el condensador, economizador y evaporador.	59
3.6. Válvula de expansión localizada en la línea del condensador al evaporador. . .	60
3.7. Válvula de aguja localizada en la línea que va del generador al absorbedor. . .	60
3.8. Bomba y motor empleados para circular la solución del absorbedor al generador.	61
3.9. Dibujo esquemático de la estructura de soporte del equipo.	62
3.10. Equipo conectado en su totalidad	64
3.11. Tipos de accesorios utilizados en la interconexión de componentes y sensores .	65
3.12. Fotografía del generador y líneas de conducción aisladas térmicamente	66
3.13. Fotografía del economizador y evaporador aislados térmicamente	67
3.14. Fotografía del sistema comercial utilizado para controlar la temperatura de generación durante la evaluación	69
3.15. Fotografía del equipo enfriador utilizado en el sistema de acondicionamiento del agua de condensación.	69
3.16. Fotografía del radiador y la bomba utilizados en el sistema de acondicionamiento del agua de condensación.	70
3.17. Fotografía del montaje del tanque de almacenamiento utilizado en el sistema de acondicionamiento del agua de condensación.	70
3.18. Diagrama de la ubicación y nomenclatura de los sensores utilizados en el equipo.	72
3.19. Diagrama de la ubicación de las válvulas y manómetros utilizados en el equipo de enfriamiento.	74
4.1. Efecto de la variación del calor suministrado en el generador sobre el coeficiente de operación del sistema para el punto $T_g = 85^\circ\text{C}$ $T_c = 18^\circ\text{C}$	81
4.2. Efecto de la temperatura del agua enfriada sobre el coeficiente de operación del sistema para las pruebas realizadas	83
4.3. Gráfica $COP - T_c$ para temperaturas de condensación bajas	84
4.4. Gráfica $COP - T_c$ para temperaturas de condensación altas	84
4.5. Gráfica $COP - T_g$ para temperaturas de condensación bajas	85
4.6. Gráfica $COP - T_g$ para temperaturas de condensación altas	86
4.7. Variación del calor en el generador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas	86
4.8. Variación del calor en el generador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas	87
4.9. Variación del calor en el condensador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas	87
4.10. Variación del calor en el condensador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas	88
4.11. Variación del calor en el evaporador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas	89
4.12. Variación del calor en el evaporador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas	89

4.13. Variación del calor en el absorbedor respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas	90
4.14. Variación del calor en el absorbedor respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas	90
4.15. Cambio del coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación	91
4.16. Cambio del coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de generación	92
4.17. Variación de la producción de refrigerante respecto a la temperatura de condensación para las diversas temperaturas de generación	92
4.18. Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 85^\circ\text{C}$. . .	93
4.19. Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 90^\circ\text{C}$. . .	94
4.20. Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 95^\circ\text{C}$. . .	94
4.21. Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 100^\circ\text{C}$. .	95
4.22. Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 105^\circ\text{C}$. .	95
4.23. Calor extraído en el condensador respecto a la temperatura de generación . . .	96
4.24. Calor extraído en el evaporador respecto a la temperatura de generación	97
4.25. Calor suministrado en el generador respecto a la temperatura de generación . .	97
4.26. Gráfica de la variación de la presión en el generador y absorbedor respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 85^\circ\text{C}$	98
4.27. Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 85^\circ\text{C}$	99
4.28. Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 95^\circ\text{C}$	100
4.29. Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 100^\circ\text{C}$	101
4.30. Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 105^\circ\text{C}$	101
B.1. Propagación de errores de los coeficientes externos para $T_g = 85$ y 90°C	110
B.2. Propagación de errores de los coeficientes externos $T_g = 95, 100$ y 105°C . . .	110

1.1. Panorama Energético Mundial

Según el *BP Statistical Review of World Energy* [1], publicado en Junio de 2013, donde se presenta un análisis con estadísticas del año 2012, en materia de energía, este año prácticamente todo el crecimiento neto tomó lugar en las economías emergentes, con China e India contribuyendo con cerca del 90 % del aumento neto en el consumo de energía a nivel mundial. Mientras que el consumo en los países de la OECD¹ se vió reducido por cuarta ocasión en los últimos cinco años, liderados por una gran reducción en el consumo energético en Estados Unidos, sin embargo, a pesar de esta reducción, tanto el consumo como la producción de Energía alcanzaron niveles récord para todos los combustibles excepto para la fuente nuclear y los biocombustibles. Además, los datos sugieren que el crecimiento en las emisiones globales de CO₂ continuó, pero a una tasa menor que en 2011.

El consumo de energía primaria creció 1.8 % en el año 2012, por debajo del promedio a 10 años de 2.6 %. El consumo en los países de la OECD cayó en un 1.2 %, principalmente debido a la reducción de 2.8 % en Estados Unidos (la reducción más grande a nivel mundial en términos volumétricos). El consumo de energía primaria en los países no pertenecientes a la OECD creció 4.2 % por debajo del promedio estimado a 10 años de 5.3 %.

El petróleo continuó siendo el combustible más consumido a nivel mundial con un 33.1 % del consumo total, pero al mismo tiempo continuó perdiendo participación en el mercado por 13° año consecutivo y su participación actual en el mercado es la más baja en los registros desde 1965.

El consumo de gas natural a nivel mundial creció 2.2 %, por debajo del promedio histórico de 2.7 %, un consumo por encima del promedio se dio en América y África, donde Estados Unidos registró el aumento más grande del mundo (4.1 %). A nivel mundial el gas natural contribuyó con 23.9 % al consumo de energía primaria. El crecimiento en el consumo de gas natural por los países de la OECD se dió más rápidamente que el de los países no pertenecientes a la OECD por primera ocasión desde el año 2000.

El consumo de carbón creció 2.5 % en 2012, por debajo del promedio a 10 años de 4.4 %, pero aún se mantiene como el combustible fósil de más rápido crecimiento. La producción de carbón a nivel mundial creció en 2 %. El carbón alcanzó su más grande participación en el

¹Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico, por sus siglas en inglés.

consumo de energía primaria global desde 1970 con 29.9 %.

La energía nuclear contribuyó con 4.5 % del consumo mundial de energía, lo cual representa su más baja participación desde 1984. Por su parte la energía hidroeléctrica presentó un crecimiento de 4.3 % el cual es superior al promedio, debido en su totalidad a China; esta fuente tuvo una participación de 6.7 % del consumo energético mundial, su más grande participación en los registros.

En cuanto a las fuentes renovables de energía. La producción mundial de biocombustibles registró su primera reducción desde el año 2000 (0.4 % equivalente a 0.1 mega toneladas equivalentes de petróleo). En contraste, las energías renovables usadas para generación eléctrica crecieron 15.2 %, el crecimiento más lento año a año registrado desde 2008, pero aún así se mantuvo ligeramente por arriba del promedio histórico. La energía eólica con un aumento de su producción en 18.1 %, proporcionó más de la mitad del aumento de la generación eléctrica renovable. La generación eléctrica solar creció incluso más rápidamente (58 %) pero de una base menor. En general, las formas renovables de energía sumaron 2.4 % del consumo global de energía, mientras que aportaron 4.7 % a la generación eléctrica mundial.

Perspectiva del consumo energético mundial

La Administración de Información Energética de los Estados Unidos “EIA” (por sus siglas en inglés), año con año presenta una valoración sobre el mercado energético internacional, a través del documento titulado “International Energy Outlook 2013” *IEO2013* [2], donde son llevadas a cabo proyecciones sobre el consumo energético mundial hasta el año 2040, basadas en las tendencias registradas hasta la fecha y considerando casos de crecimiento económico alto y bajo, así como variaciones en el precio del petróleo.

Para la EIA, dadas las expectativas en cuanto a que la tendencia en los altos precios del petróleo alrededor del mundo permanecerá sin grandes cambios, tanto el petróleo como otros combustibles líquidos son la fuente de energía de más bajo crecimiento alrededor del mundo. El consumo de combustibles líquidos aumentará a una tasa promedio anual de 0.9 % del 2010 al 2040, mientras que la demanda de energía total se incrementa a una tasa de 1.5 % anual. Por otro lado, la nuclear y las renovables son las fuentes de energía que presentarán un más rápido crecimiento alrededor del mundo, ambas, aumentando a una tasa promedio anual de 2.5 %.

La preocupación sobre la seguridad energética, el impacto de las emisiones de combustibles fósiles al ambiente y los altos precios del petróleo a nivel mundial, apoyan el uso expandido de las energías renovables y nuclear, además de que tanto las políticas como los incentivos gubernamentales mejoran las posibilidades de crecimiento para las formas no convencionales de energía, en la perspectiva presentada por la EIA en el documento [2], del cual se obtuvieron las gráficas presentadas enseguida que muestran la perspectiva sobre la tendencia en el consumo energético.

En cuanto a electricidad, se espera que la generación neta alrededor del mundo se incremente en 2.2 % promedio anual del 2010 al 2040, periodo en el cual el carbón suministrará la parte más grande para la generación de electricidad en el mundo, aunque caerá de 40 % de la generación total en 2010 a 36 % en el año 2040. La parte de la generación de electricidad

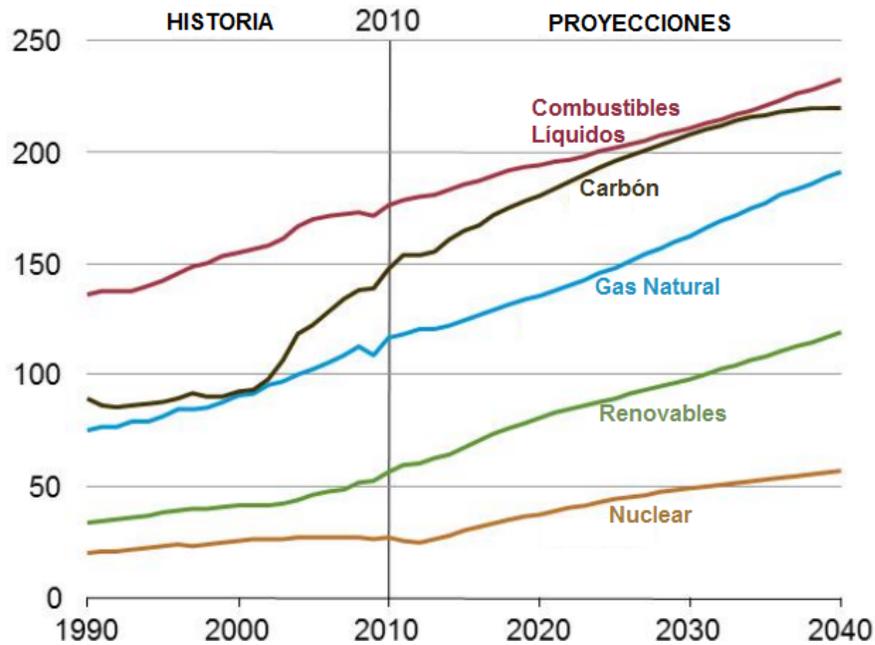


Figura 1.1: Consumo energético mundial por tipo de combustible en miles de billones de BTU (10^{15})

correspondiente a los combustibles líquidos también caerá de 5 % a menos de 2 % en 2040. Por su parte, las fuentes de energía renovable y gas natural, aumentarán su participación en la generación de electricidad mundial. La parte de gas natural crecerá de 22 % a 24 %, mientras que las renovables aumentarán de 21 % a 25 % en el mismo periodo. La generación eléctrica a partir de fuentes renovables de energía, incluyendo la fuente hidroeléctrica presenta el más rápido crecimiento, aumentando 2.8 % en promedio anual, superando los incrementos promedio anuales de gas natural (2.5 %), nuclear (2.5 %) y carbón (1.8 %) [2].

La denominación “combustibles líquidos” se refiere a los obtenidos a través de procesos de licuefacción de carbón (CTL), licuefacción de gases (GTL), así como biocombustibles y queroseno.

La energía consumida en el sector de edificios es dividida según su uso final en residencial y comercial, y representa casi un cuarto de la energía total consumida alrededor del mundo. La energía en el sector residencial es usada para calefacción, refrigeración, iluminación y otras aplicaciones y equipos. En las proyecciones consideradas, el uso de energía en los hogares alcanza un 14 % de la energía consumida para el 2040. El consumo de energía residencial a nivel mundial aumenta en 57 % de 2010 a 2040, principalmente como resultado de la demanda residencial creciente en los países no pertenecientes a la OECD, en los cuales el consumo aumenta a una tasa de 2.5 % promedio anual, comparado con un promedio anual de 0.4 % correspondiente a los países de la OECD [2].

El sector comercial consiste de negocios, instituciones y organizaciones que proveen servicios, comprendiendo diferentes tipos de edificios y un amplio rango de actividades y servicios relacionados con la energía. Ejemplos de ellos incluyen escuelas, tiendas, restaurantes, hote-

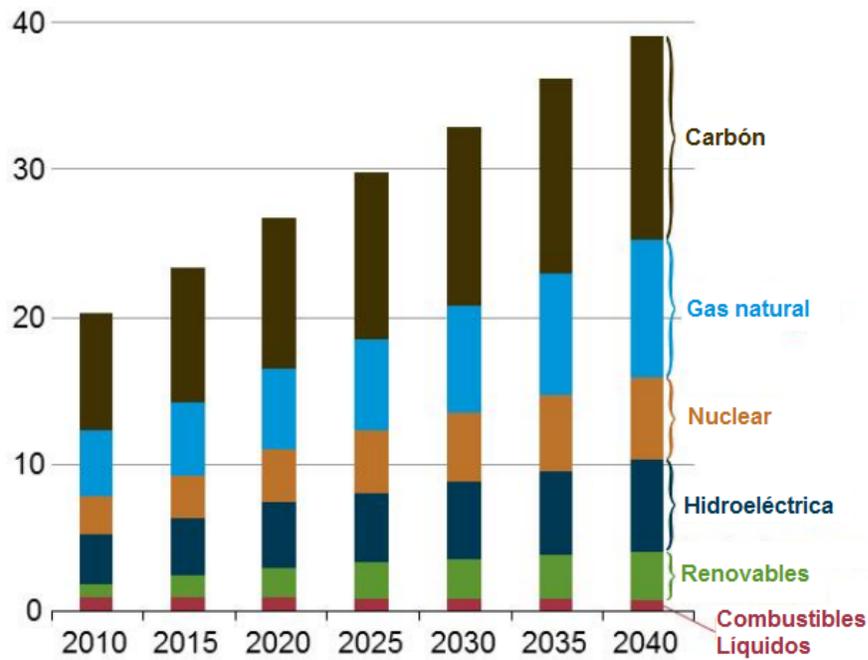


Figura 1.2: Generación de electricidad neta por fuente de energía billones de kiloWatt-hora (10^{12})

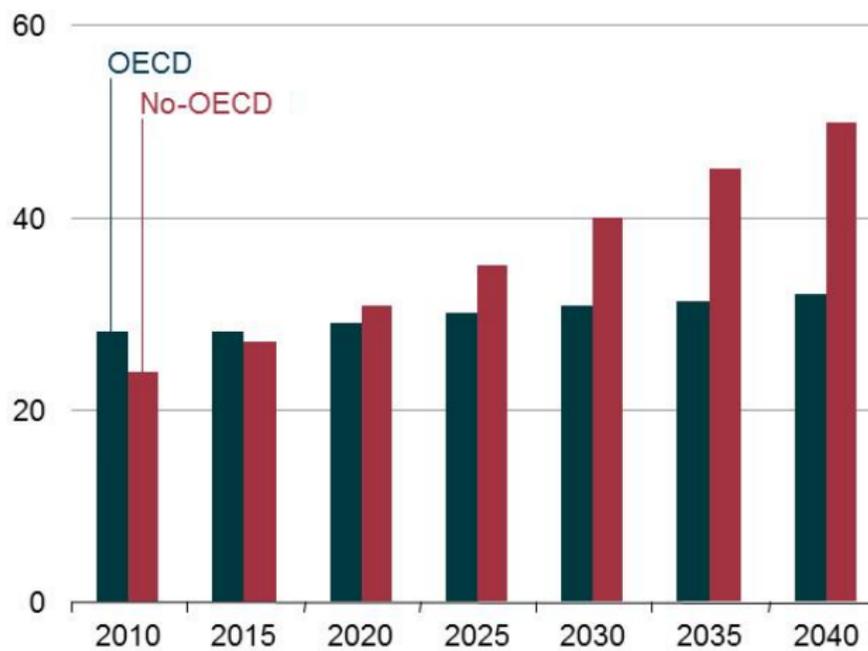


Figura 1.3: Consumo de energía en el sector residencial a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})

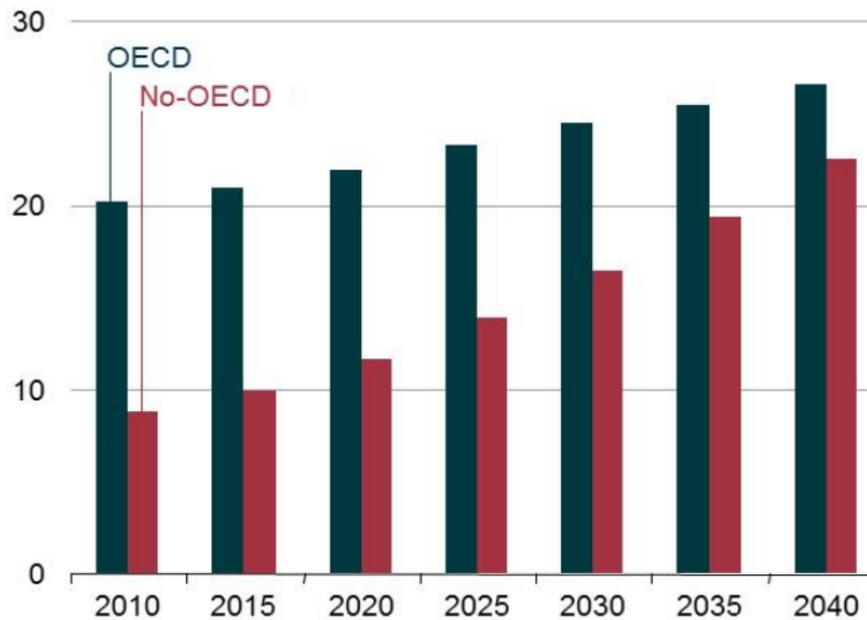


Figura 1.4: Consumo de energía en el sector comercial a nivel mundial en miles de billones de Btu (10¹⁵)

les, hospitales, museos, oficinas, bancos, entre otros. La mayor parte del uso comercial de la energía se da en construcciones o estructuras, suministrando servicios como calentamiento de espacios, calentamiento de agua, iluminación, cocina y refrigeración. El uso de la energía en el sector comercial, contribuyó en aproximadamente 8 % al consumo total de energía en el 2010. en las proyecciones consideradas se plantea un crecimiento promedio anual de 1.8 % para el uso de la energía comercial de 2010 a 2040. De acuerdo a las proyecciones, en países no pertenecientes a la OECD, la actividad económica y comercial aumentará rápidamente, presentando un crecimiento en el uso de la energía en el sector comercial de 3.2 % anual, más de 3 veces más rápido que el crecimiento presentado por los países de la OECD [2].

El sector industrial comprende manufactura, agricultura, minería y construcción, además de actividades como procesamiento y ensamble, acondicionamiento de espacios e iluminación. El uso industrial de la energía también incluye productos del petróleo y gas natural usados como materia prima para la producción de productos no energéticos tales como plásticos y fertilizantes. El sector industrial consumió 52 % de la energía total en 2010, y según la perspectiva de la EIA, crecerá a una tasa promedio anual de 1.4 % hasta el año 2040. Asimismo el uso de la energía en dicho sector en países no pertenecientes a la OECD, crecerá en 1.8 % anual, comparado con 0.6 % correspondiente a las economías de la OECD.

Cabe hacer mención que de las 5 categorías de combustibles industriales (renovable, electricidad, gas natural, carbón y petróleo junto con otros combustibles líquidos), el petróleo en conjunto con algunos combustibles líquidos dominan el mercado industrial en los países de la OECD a lo largo de la proyección.

En cuanto al sector transporte, el uso de la energía en este sector incluye la consumida

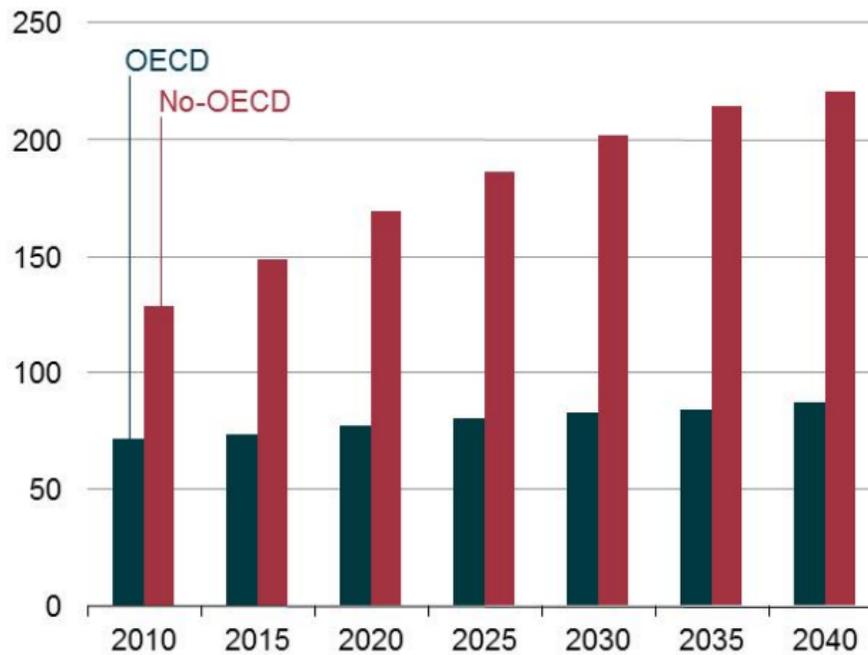


Figura 1.5: Consumo de energía en el sector industrial a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})

en el transporte de personas y bienes por carretera, tren, aire, agua, y conductos (oleoductos, gasoductos, etc). El sector transporte acumuló 26 % del consumo total de la energía a nivel mundial en 2010. Y en las proyecciones su uso se incrementa en 1.1 % por año. El crecimiento en la demanda de la energía para transporte se debe a los aumentos proyectados para las naciones fuera de la OECD, las cuales se espera que crezcan a una tasa anual de 2.3 % comparada con una reducción promedio de 0.1 % anual para las naciones de la OECD, donde los patrones de consumo ya están bien establecidos y un crecimiento más lento de las economías y las poblaciones nacionales acoplado con mejoras a la eficiencia vehicular evitan que la demanda de energía para transporte crezca [2]. Los factores clave en la demanda de energía para transporte incluyen las tasas de crecimiento de la actividad económica y de la población, así como las tendencias en la eficiencia del combustible vehicular, también son importantes la demanda para el transporte de personal, el crecimiento de la urbanización y los ingresos personales ya que de esto depende la cantidad de vehículos per capita en los países no pertenecientes a la OECD.

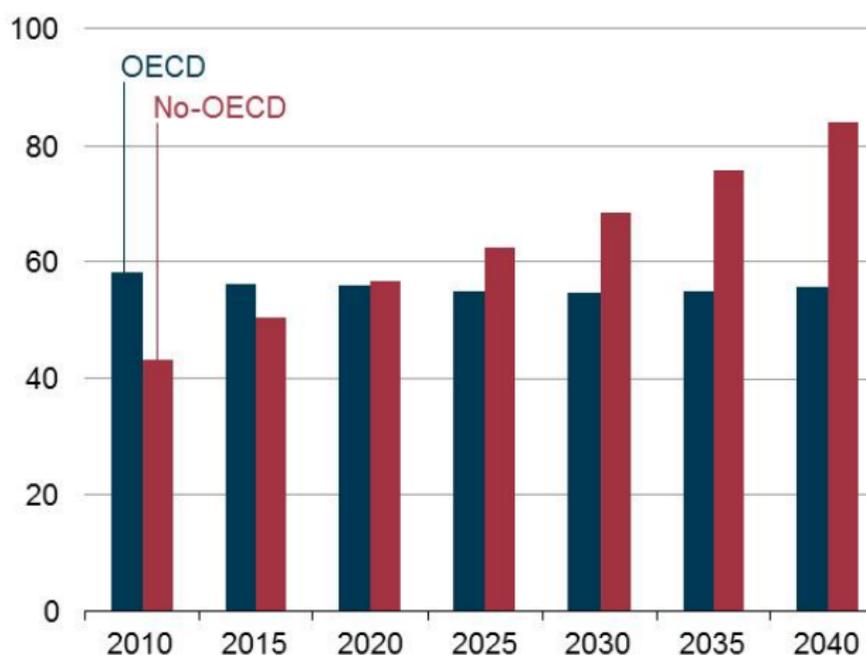


Figura 1.6: Consumo de energía en el sector transporte a nivel mundial en miles de billones de Btu (10^{15})

1.2. Situación Energética en México

De acuerdo a la secretaría de energía del gobierno federal, con base en información reunida en el Sistema de Información Energética *SIE*², el consumo de energía en México en los años 2009-2011 por energético se distribuyó de la forma mostrada en la fig 1.7[3]:

Donde las fuentes renovables incluyen leña, bagazo de caña y solar; El total de petrolíferos comprende gas LP, gasolinas y naftas, querosenos, diesel y combustóleo. Para el mismo periodo el consumo final por sector fue el indicado por la fig 1.8[3].

Donde el rubro de transporte incluye: transporte aéreo, marítimo, ferroviario, eléctrico y autotransporte; y el sector industrial comprende el consumo de las industrias química, siderúrgica, azúcar, petroquímica, cemento, minería, celulosa y papel, vidrio, cerveza y malta, fertilizantes, automotriz, aguas envasadas, construcción, hule, aluminio, tabaco y otras ramas.

1.2.1. Producción de Energía primaria

En 2011 la producción nacional de energía primaria totalizó 9,190.76 PJ³, 0.7% menor a la registrada en 2010. En este año, la producción bruta de gas natural disminuyó 3.9%, la producción de carbón mineral lavado, en 2011 totalizó 290.96 PJ, 20.6% mayor respecto a

²Portal del gobierno federal que tiene como objeto prestar el servicio público de información estadística en materia energética.

³El prefijo peta equivale a 1×10^{15} , es decir mil billones, en este caso particular de Joules.

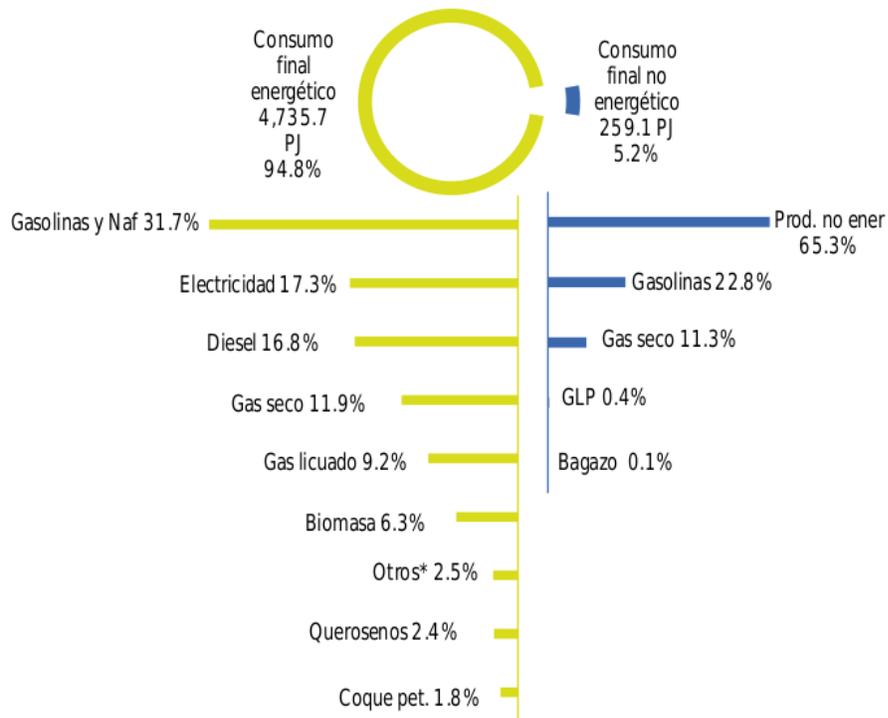


Figura 1.7: Consumo final de energía por energético en México

2010. El carbón térmico, que se utiliza principalmente para generación de electricidad, representó 91.6% de la producción total de carbón mineral y aumentó 22.0%. La producción de carbón siderúrgico totalizó 24.39 PJ y mostró un incremento de 8.4% [3].

La producción de energía nuclear aumentó 66.4% en 2011 respecto a 2010. Este incremento se debió a que la central nucleoelectrónica Laguna Verde volvió a operar de forma normal después de concluidos los trabajos de modernización y repotenciación.

Por otro lado, la generación de las hidroeléctricas disminuyó 1.3%, derivado de los escasos niveles de precipitación en 2011 y la consecuente disminución en el nivel de agua en las presas. La geoenergía totalizó 149.29 PJ durante 2011. Dicha producción presentó una ligera disminución de 0.4% respecto a 2010. Cabe señalar que México ocupa el cuarto lugar a nivel mundial en el aprovechamiento de esta fuente renovable [3].

En lo que se refiere a la energía eólica, durante 2011 comenzaron las pruebas para arrancar las centrales Oaxaca II y Oaxaca III, que son las primeras centrales de generación eólica en la modalidad de Productor Independiente de Energía (PIE). Dichas centrales transmitieron a la red 0.91 PJ. Adicionalmente, los autogeneradores de electricidad aportaron 4.65 PJ de energía eólica. Con ello, la producción eólica alcanzó 5.93 PJ, 33.1% mayor respecto a 2010.

La producción de energía aprovechable a partir de la fuente solar aumentó 19.4% respecto a 2010. Esto último fue resultado de un incremento de 18.8% en el área total instalada de calentadores solares y de 6.8% en módulos fotovoltaicos. Asimismo, en diciembre de 2011 entró en operación el primer Piloto Solar Fotovoltaico de la CFE, de 1 MW de capacidad, ubicado en Santa Rosalía, Baja California Sur.

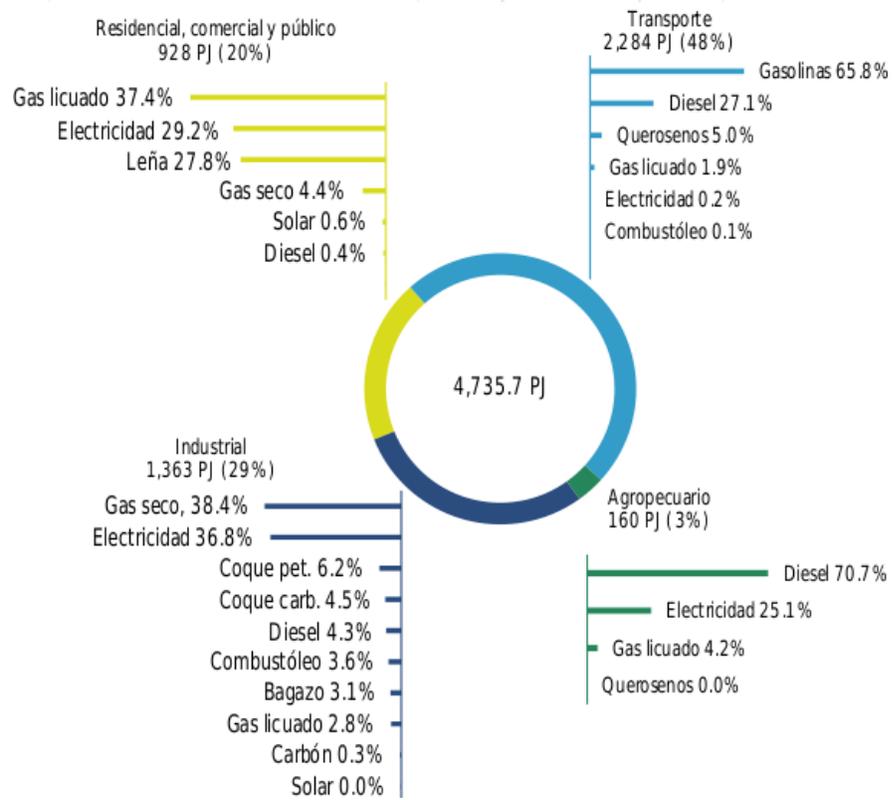


Figura 1.8: Consumo final de energía por sector

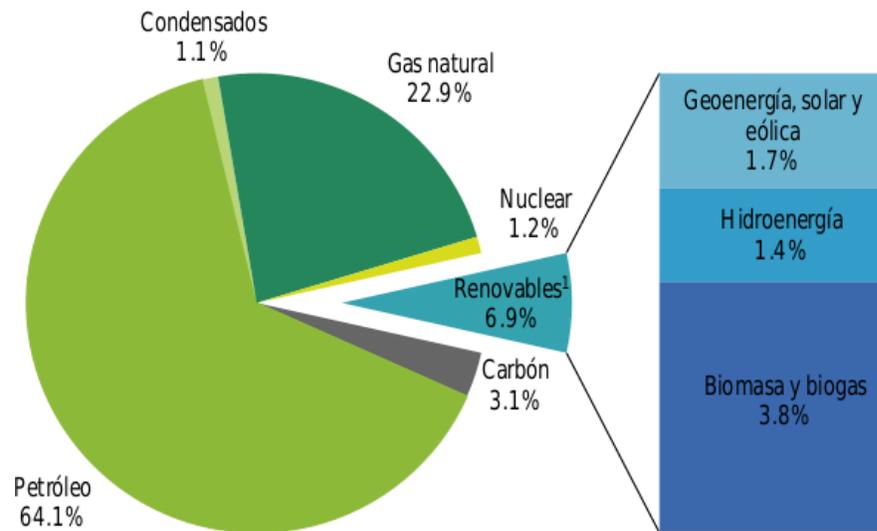


Figura 1.9: Estructura de la Producción de Energía Primaria

La producción de biogás, aunque aún es incipiente, mostró un incremento de 13.4 %, pasando de 1.3 PJ en 2010 a 1.5 PJ en 2011. Si bien la cantidad de este tipo de energía es aún pequeña, su participación cobra importancia dentro de una visión de diversificación de las fuentes de energía primaria. Por su parte, la biomasa, que se integra por bagazo de caña (30 %) y leña (70 %) incrementó de 348.28 PJ en 2010 a 348.67 PJ en 2011. En este último año se concretó la entrada en operación de tres proyectos a partir de biomasa y biogás, por una capacidad total de 47.7 MW [3].

1.2.2. Consumo Nacional de Energía

En 2011 el consumo nacional de energía aumentó 4.1 % respecto al año anterior. En general, como se observa en la Figura 1.10[3], comprende tres divisiones principalmente: consumo del sector energético, recirculaciones y consumo final. En las actividades propias del sector energético se consumió 33.0% del consumo nacional, 7.1 puntos porcentuales por arriba del registrado en 2010. Este consumo se integra por la energía requerida en la transformación de energéticos (59.8 %); es decir, aquella utilizada en los procesos para obtener energía secundaria a partir de primaria, o en la generación de electricidad. El consumo del sector energético también considera el consumo propio (33.4 %), que es el que absorben los equipos que dan soporte o seguridad a los procesos de transformación; y, las pérdidas por transmisión, transporte y distribución, que representaron menos de 1 % en 2011 y disminuyeron 1 % respecto a 2010, derivado de los esfuerzos realizados por la CFE para disminuir las pérdidas en el Sistema Eléctrico Nacional. El consumo de gas natural utilizado para recirculaciones representó 6.8 % del consumo nacional en 2011 y disminuyó 1.3 % respecto a 2010. Este gas se utiliza dentro de las actividades de explotación de hidrocarburos como en bombeo neumático y sellos.

Consumo Final de Energía

En 2011 el consumo final total de energía, definido como la suma del consumo no energético y el consumo energético, mostró un incremento de 2.5 % respecto a 2010, totalizando 4,994.82 PJ [3].

El consumo no energético total, que se refiere a aquellos productos energéticos y no energéticos derivados del petróleo que se utilizan como insumos para la producción de diferentes bienes, representó 5.2 % del consumo final. Durante 2011 la energía destinada para este fin tuvo una reducción de 1.9 %, derivado principalmente del menor consumo no energético de PEMEX Petroquímica, que se reflejó en una ligera disminución en sus ventas.

De dicho consumo, los productos no energéticos representaron 65.3 % en 2011. Este tipo de productos incluye asfaltos, lubricantes, parafinas, azufre, negro de humo y otros, elaborados principalmente en las refinerías. Las gasolinas y naftas cubrieron 22.8 % de la demanda, el gas seco 11.3 %, el gas licuado y el bagazo de caña el restante. El principal incremento se presentó en el gas seco, con una variación de 53.2 %, 10.2 PJ adicionales a lo que se consumió durante 2010.

Por su parte, el consumo energético, como su nombre lo indica, se refiere a la energía destinada a la combustión en los procesos y actividades económicas, así como la que se emplea para satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad. Este representó 59.7 % del consumo nacional y 94.8 % del consumo final. Los sectores en que se desagrega el consumo energético son el transporte, que es el sector más intensivo en uso de energía, representando 48.2 %; el industrial, que consumió 28.8 %; el residencial, con 16.2 %; el agropecuario, con 3.4 %; el comercial, con 2.8 %; y el público, con 0.6 % [3].

La preocupación por la escasez de petróleo como la principal fuente de energía alrededor del mundo ha enfatizado la necesidad de encontrar fuentes de energía alternativas, la energía solar es una fuente relativamente barata, inagotable y limpia, en la actualidad la investigación y desarrollo tecnológico alrededor del mundo en cuanto al aprovechamiento de la energía solar, han permitido que los costos necesarios para tal fin sean cada vez menores, y que las diversas tecnologías sean mas eficientes; estas ventajas han permitido que la energía solar se posicione en la actualidad como una de las fuentes preferidas para ser utilizada como una alternativa a las cada vez más variadas necesidades energéticas en todo el mundo. Aproximadamente con un tercio de la radiación que incide en el área terrestre en menos de dos horas debería ser posible satisfacer totalmente la demanda de energía primaria por los humanos por un periodo de un año [4].

Dentro del problema de la alimentación, desde un punto de vista energético, la conservación de los alimentos desde décadas atrás ha representado un gran reto a superar. La idea de atacar el problema de la conservación de los alimentos haciendo uso de una fuente de energía como la solar, no es nueva, de hecho, esta pretensión dio origen a la investigación en "refrigeración solar". La energía solar para aplicaciones de refrigeración es popular debido a su uso directo, a su carácter renovable, a que es segura y gratuita, y a que es amigable con el ambiente. La refrigeración solar resulta de gran interés especialmente en países en desarrollo donde la preservación de los alimentos es a menudo un problema difícil para la industria alimenticia, sin embargo, a pesar de este interés, la refrigeración solar al día de hoy no se

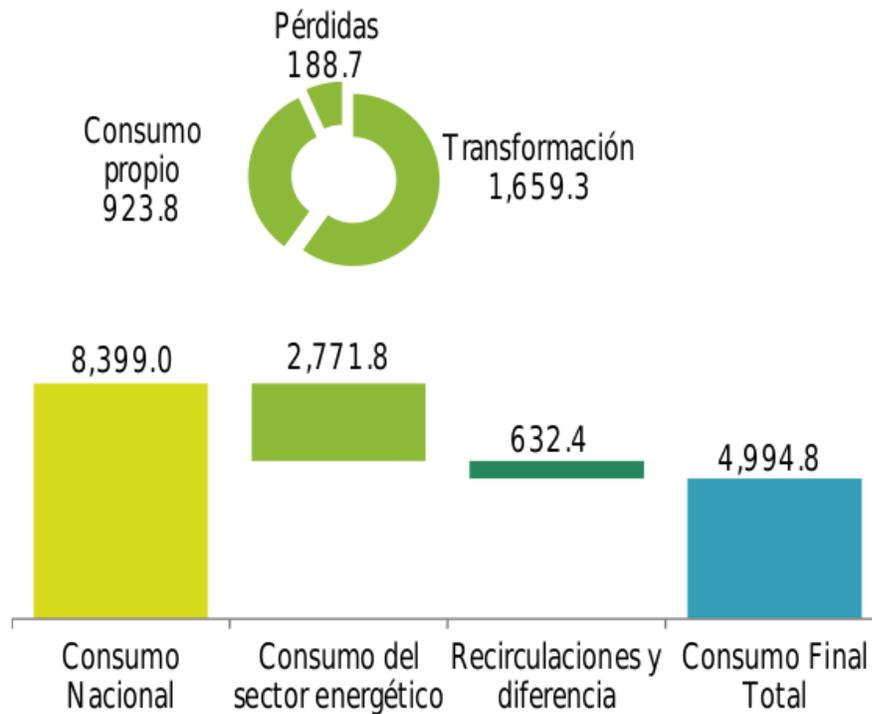


Figura 1.10: Consumo Nacional de Energía

encuentra en una posición competitiva razonable con respecto a los sistemas de refrigeración convencionales.

En la actualidad, más del 25 % de la energía total en el mundo es consumida para el calentamiento y enfriamiento de edificios, así como para el suministro de agua caliente [4]. De esta forma, el cambio de esta demanda particular de energía a una fuente alternativa, resultaría en una reducción sustancial de la dependencia de las fuentes de combustibles fósiles.

Es por estas razones que, desde el punto de vista ambiental y económico, resulta conveniente y necesario contribuir a las líneas de investigación básica y aplicada, con aportes a los sistemas tanto de refrigeración como de aire acondicionado, para ser capaces de ofrecer soluciones alternativas a los problemas de alimentación y confort actuales, y en consecuencia, contribuir con una parte significativa a la solución de la problemática energética actual, lo cual es uno de los objetivos de este trabajo. En la siguiente sección se hace una revisión del estado del arte relativa a las investigaciones realizadas en el campo de los sistemas de refrigeración que aprovechan la energía solar como fuente energética principal.

1.3. Principales Sistemas de Refrigeración

El principal objetivo de un sistema de refrigeración es remover calor de un medio a baja temperatura (fuente de calor) y transferir este calor a un medio a alta temperatura (sumidero de calor). La refrigeración es uno de los procesos térmicos más importantes en varias aplicacio-

nes prácticas que van desde el acondicionamiento de aire hasta la refrigeración de alimentos, en los sistemas de refrigeración el refrigerante es el medio utilizado para transferir el calor. Inicialmente, el refrigerante absorbe calor debido a que su temperatura es más baja que la temperatura de la fuente de calor, durante el proceso de refrigeración la temperatura del refrigerante es elevada hasta un valor más alto que la temperatura del sumidero de calor, de esta forma el refrigerante puede liberar la energía térmica. Los sistemas de refrigeración principales son:

- Refrigeración por compresión de vapor
- Refrigeración por absorción
- Refrigeración por adsorción
- Refrigeración por chorro eyector
- Refrigeración termo-eléctrica
- Refrigeración termo-acústica

1.4. Revisión Bibliográfica

La investigación alrededor del mundo con respecto a los sistemas de refrigeración solar comenzó varias décadas atrás, hasta la fecha, numerosos trabajos de investigación se han llevado a cabo para ofrecer nuevas mejoras a los sistemas existentes. Las áreas de investigación orientadas a sistemas solares de sorción (absorción y adsorción), involucran principalmente estudios inclinados a mejorar el fluido de trabajo, eliminar la intermitencia en la operación del ciclo y proponer nuevos diseños de sistemas de refrigeración los cuales minimizan el consumo eléctrico o mejoran el coeficiente de operación de los existentes. En esta sección se mencionan algunos de los trabajos de investigación en sistemas solares de absorción, considerados relevantes para este trabajo por sus aportes concretos.

1.4.1. Investigaciones Experimentales

Investigación sobre Mezclas de trabajo

El fluido de trabajo utilizado en sistemas de refrigeración por absorción es una mezcla de un refrigerante y un absorbente, la elección de estos depende principalmente de la necesidad que se requiere satisfacer con el sistema de refrigeración, donde el factor más relevante a considerar es la temperatura que el sistema tiene que brindar.

Afortunadamente hoy en día, se realizan investigaciones alrededor del mundo sobre las diferentes mezclas para absorción, una herramienta adecuada para elegir un fluido de trabajo entre varios es la comparación del desempeño de sistemas de absorción que ofrecen la posibilidad de utilizar más de una mezcla de trabajo. Este tipo de comparación fue llevada a cabo

para 3 mezclas distintas utilizadas en absorción: amoníaco-agua, amoníaco-nitrato de litio y amoníaco-tiocianato de sodio [5], en las cuales el amoníaco actúa como el refrigerante, una conclusión de este trabajo es que para bajas temperaturas del generador la mezcla amoníaco-nitrato de litio ofrece el mejor desempeño, dichas temperaturas son apropiadas cuando se tiene una fuente de energía solar, por ejemplo, los colectores de placa plana actúan a temperaturas por debajo de los 90°C. Por otro lado existe la tendencia en algunos trabajos de investigación [6], hacia aportar nuevos datos al comportamiento soluciones determinadas, en este caso, de la solución acuosa de bromuro de litio donde el agua actúa como el refrigerante. También han sido reportadas diversas conductividades térmicas obtenidas de forma experimental para la solución amoníaco-agua [7], donde el amoníaco es el refrigerante. Una gran cantidad de investigadores alrededor del mundo han dedicado su trabajo no solo a caracterizar las mezclas ya utilizadas en refrigeración por absorción, sino a proponer nuevas mezclas e incluso nuevos métodos de refrigeración, por ejemplo, ha sido evaluado un posible absorbente obtenido a partir de mezclas del absorbente bromuro de litio con sales orgánicas [8]. En el año 2006 se investigó el desempeño de un sistema de refrigeración por absorción de vapor de medio efecto y dos etapas, con una capacidad de 1kW utilizando fluidos de trabajo basados en hidrofluorocarbonos *HFC* [9]. El sistema fue capaz de obtener una temperatura de evaporación de -7°C con temperaturas en el generador variando de 55 a 75°C. La temperatura del generador óptima se encontró en el intervalo de 65 a 70°C con un coeficiente de operación de 0.36. Por otro lado, en China, uno de los más grandes mercados de refrigerantes del mundo se presenta la tendencia de la investigación y aplicaciones de los fluidos de trabajo naturales, como un elemento esencial para el desarrollo económico sustentable y para la protección ambiental. Los fluidos de trabajo naturales examinados incluyen dióxido de carbono, agua, amoníaco, aire e hidrocarburos. Dicha tendencia refleja que las diversas aplicaciones de los sistemas de sorción que utilizan agua y amoníaco como refrigerantes son promisorias tanto técnica, como económicamente, además, el estudio enfatiza la necesidad actual para que los sectores académicos promuevan información sobre los refrigerantes naturales en seminarios y publicaciones, así como de que se continúe la investigación sobre temas como manejo, aplicación, operación, control de emisiones y nuevas tecnologías [10]. Otra mezcla considerada en ciclos de absorción fue etilenglicol-agua, cuyos resultados revelan que el ciclo presenta coeficientes de operación en el rango de 0.67 y 1.2 para aplicaciones de refrigeración y bombas de calor, respectivamente [11]. En el año 2008, fueron presentados resultados relevantes sobre un sistema de refrigeración por absorción operando con la mezcla R-134/DMAC, los cuales indicaron que a temperaturas sumidero y fuente de 30 y 80°C, respectivamente, el COP varió entre 0.25 y 0.45, mostrando la factibilidad de la mezcla para ser usada en sistemas de absorción operando a bajas temperaturas del generador [12]. En otra investigación [13], fue comparado el desempeño experimental de dos enfriadores solares por absorción enfriados por aire y utilizando la mezcla agua-bromuro de litio; uno de los enfriadores es una unidad comercial, el otro se trata de un prototipo desarrollado. El enfriador comercial entregó agua enfriada a 18°C y el prototipo a 16°C. Para la unidad comercial el COP térmico medio diario fue 0.55, comparado con 0.62 que presentó el prototipo. Los valores medidos para el COP eléctrico medio diario fueron 3.5 para la unidad comercial y 5.3 para el

prototipo desarrollado. Por otro lado, se evaluó un sistema solar de enfriamiento por absorción en una región sub-tropical, para el cual el análisis de los resultados reveló una eficiencia operacional de 61 % para los colectores solares y un COP de 0.69 para el enfriador por absorción [14]. Por otro lado se desarrolló un nuevo tipo de sistema de absorción-difusión con la mezcla nitrato de litio-amoniaco-helio, para el que la capacidad de refrigeración varió entre 1.9 y 4.22 kW mientras que el COP varió de 0.177 a 0.332 [15].

Investigación sobre Nuevos Componentes

Una de las principales áreas de investigación en refrigeración está relacionada con la que involucra la modificación o nuevo diseño de los componentes principales de un ciclo, en el caso de un ciclo de absorción, dichos componentes son en esencia intercambiadores de calor y/o masa, por lo que la gran mayoría de las investigaciones que proponen cambios a los componentes son encaminadas a mejorar los procesos de transferencia de calor y/o masa. En la presente sección se presentan algunas de las investigaciones que son de alguna forma relevantes al presente trabajo.

Una investigación interesante describió el desarrollo de un novedoso concepto de diseño de película invertida para absorbedores de película descendente, en los cuales, la superficie sólida del absorbedor es segmentada de tal forma que ambas superficies de la película descendente son alternativamente enfriadas en forma periódica [16]. Un absorbedor tubular convencional fue modificado introduciendo aletas guías de película entre los tubos para producir un arreglo de película invertida. Fue mostrado que un máximo incremento en la tasa de absorción del vapor de 100 % puede ser obtenido con este diseño comparado con el absorbedor de tubos.

En el año 2004 se realizó una investigación experimental sobre un absorbedor amoniaco-agua que utiliza arreglos de tubo de micro-canal por los cuales fluye dicha mezcla en estado líquido a modo de película descendente sobre un arreglo de tubos enfriadores de diámetro pequeño, mientras que el vapor fluye hacia arriba a través del banco de tubos en sentido opuesto a la película descendente [17]. Los autores reportaron coeficientes de transferencia de masa y calor totales y en el lado de la solución, y mencionaron que con las modificaciones, el nuevo absorbedor, el cual tiene aproximadamente el 30 % del área superficial del prototipo anterior, era capaz de transferir casi la misma carga térmica que el absorbedor original más grande.

En el año 2008, se presentaron resultados de un análisis sobre las características de la transferencia de masa y calor en un absorbedor de tubos horizontales que utilizó la mezcla agua-bromuro de litio, hecho de tubos de diámetro pequeño, los cuales mostraron que la tasa de transferencia de masa y calor se incrementa mientras el diámetro del tubo disminuye [18]. En el mismo año, fueron presentados los resultados de una investigación sobre la eficiencia de la transferencia de calor y masa en un absorbedor de tubos enroscados para R134a-DMAC, fue encontrado que el coeficiente de transferencia de calor óptimo promedio para esta mezcla era $726W/m^2K$ para un número de Reynolds en la película igual a 350, y que la tasa de absorción de vapor era máxima a la altura de la cuerda normalizada de 0.6 a 1 [19].

En otra investigación fue publicado el estudio experimental de un absorbedor de burbuja

amoníaco-agua, que utilizaba un intercambiador de calor de placas para máquinas de refrigeración por absorción. Los experimentos fueron llevados a cabo utilizando un intercambiador de calor de placas corrugadas con tres canales, donde el vapor de amoníaco era inyectado a modo de burbuja en la solución en el canal central. Los autores reportaron que los aumentos en la presión y en los flujos de solución y refrigerante, afectaron positivamente el desempeño del absorbedor; mientras que un incremento en la temperatura de la solución y en la concentración, afectaron negativamente el desempeño del absorbedor [20]. Por otro lado fue estudiada la transferencia de calor y masa de la mezcla R134a/DMF en un generador compacto de un sistema de refrigeración por absorción, para el que se propusieron correlaciones empíricas para los números de *Nusselt* y *Sherwood* [21].

Investigación sobre Intermitencia en la Operación

Una de las principales desventajas asociadas con uso de sistemas de refrigeración que utilizan energía solar es la característica de intermitencia en el efecto refrigerante, ocasionada directamente por el tiempo que se dispone de energía solar. En la actualidad ese problema que se plantea como desventaja de hecho no lo es, actualmente hay investigación realizándose en cuanto a este tema por ejemplo, se han propuesto diseños alternativos para la operación continua de un sistema de refrigeración por absorción operado con energía solar [22], en particular este trabajo presenta la solución acuosa de amoníaco con almacenamiento de refrigerante como la opción más conveniente para un sistema con efecto de refrigeración ininterrumpido. De igual forma, se ha propuesto un nuevo sistema de refrigeración por absorción basado en energía solar que usa como mezcla la solución agua-bromuro de litio, con una tecnología avanzada para el almacenamiento de energía llamada "Tecnología VMETS", dicha tecnología ayuda a balancear la inconsistencia entre la irradiación solar y la carga de aire acondicionado. La energía solar captada, primero se transforma en potencial químico del fluido de trabajo y es almacenado en el sistema, una vez que existe cierta demanda de aire acondicionado al sistema, entonces el potencial químico es transformado a energía térmica por medio del proceso de absorción [23]. Además se incluye un ejemplo de la aplicación de los resultados de la simulación numérica, cuya finalidad es investigar el comportamiento del sistema de refrigeración. Por otro lado, han sido consideradas otras formas de contrarrestar la intermitencia en la operación de los ciclos de refrigeración [24], proponiendo un nuevo ciclo de refrigeración por absorción de una etapa impulsado tanto por energía eléctrica como por energía solar, en el cual se recircula una parte del refrigerante a la salida del generador, los resultados muestran que el ciclo supera algunas de las deficiencias del ciclo de absorción que opera con una fuente intermitente de energía como lo es una fuente solar, además de que se incrementa el COP. En otra investigación fue llevada a cabo la evaluación experimental de un mini-sistema de refrigeración por absorción bajo distintos modos de enfriamiento, obteniendo una capacidad de enfriamiento de 4.6 kW y un COP de 0.31 durante una operación continua de 9 horas [25].

Investigación sobre Modificaciones al Ciclo

Un aporte interesante es aquel donde se propone un ciclo de refrigeración por absorción que utiliza un expansor-compresor que no requiere de entrada de energía eléctrica [26], para el cual se muestra por medio de simulaciones numéricas que el COP es mayor que el obtenido para un ciclo de simple efecto convencional, además de que el sistema propuesto puede ser alimentado por una fuente de baja temperatura, y el trabajo de la bomba puede ser suministrado por el propio expansor, el sistema es evaluado para la mezcla amoníaco-agua.

En 2008 se realizó una investigación experimental sobre un nuevo sistema solar de refrigeración por absorción, que utilizó bromuro de litio sin emplear ninguna bomba de solución como los sistemas usuales y con un segundo generador [27], los resultados mostraron que con el sistema propuesto, la temperatura requerida mínima de la fuente de calor era únicamente de 68°C, lo cual resultó en una gran ventaja al compararla con la temperatura requerida por los sistemas tradicionales de absorción, la cual es cercana a los 100°C, con un COP máximo obtenido en la evaluación del sistema próximo a 0.8. A la par de esta investigación, fueron presentados los resultados de un innovador ciclo de refrigeración por absorción híbrido que acopló un refrigerador que utilizaba la mezcla agua-bromuro de litio de simple efecto con un eyector de vapor, el cuál obtuvo un COP promedio del proceso de congelado de 0.24 [28]. En el mismo año se desarrolló y probó un enfriador por absorción que utilizaba calor de desecho para generar simultáneamente agua fría y caliente, además de que tenía la capacidad de cambiar del modo de enfriamiento al de calentamiento eliminando el problema del cambio estacional que es típico de los absorbedores existentes, lo cual incrementó significativamente la flexibilidad y utilización del enfriador [29]. De igual forma, en el entonces centro de investigación en energía de la UNAM, se desarrolló un sistema de refrigeración por absorción de capacidad entre 5 y 10 kW, que operaba con la solución amoníaco-nitrato de litio, tanto el absorbedor como el condensador fueron enfriados por aire, y cuya fuente de calor fue un colector de tubos evacuados [30]. En el mismo instituto se reportó una evaluación teórica y experimental de un sistema de enfriamiento GAX de llama indirecta utilizando la mezcla amoníaco-agua como el fluido de trabajo con una capacidad de enfriamiento de 10.6 kW. El sistema operó a temperaturas en el rango de 180 a 195°C y fue enfriado por aire [31].

En la referencia [32], se describe la evaluación de una planta de enfriamiento a gas/solar cuyo sistema es compuesto por un enfriador por absorción de doble efecto operando con bromuro de litio agua con una capacidad de enfriamiento nominal de 174 kW, y colectores solares tipo Fresnel. El enfriador por absorción operó con un COP diario promedio de 1.1 a 1.25, donde la energía solar requerida representó el 75 % de la energía total de entrada al generador.

En el año 2006 fueron reportados resultados de un sistema experimental de refrigeración por absorción-compresión de vapor [33], donde un motor a gas alimentaba un compresor de tornillo en un enfriador por compresión de vapor, mientras que el calor de desecho del motor de gas era empleado para hacer funcionar el ciclo de absorción [33]. La capacidad de enfriamiento alcanzada por el prototipo fue superior a los 589kW, produciendo agua enfriada a 7°C. Los resultados mostraron que el prototipo ahorraba más del 25 % del consumo de energía primaria comparado al de una unidad eléctrica de refrigeración por compresión de vapor. En

la referencia [34], se muestra el desarrollo de un prototipo de enfriador por absorción para uso residencial, para el cual, la más baja temperatura obtenida del agua enfriada fue 14.3°C mientras que para el COP térmico se obtuvo un valor de 0.53. En la investigación [35] se describe la operación de un sistema solar de enfriamiento por absorción. La estación de enfriamiento solar fue diseñada con la finalidad de resolver los problemas de sobrecalentamiento existentes en un campo solar. Fueron obtenidos valores aceptables para el COP alrededor de 0.5, con una capacidad promedio de enfriamiento entre 3.6 y 5.8 kW.

Por otra parte, los resultados experimentales de un prototipo de aire acondicionado solar por absorción de dos etapas enfriado por aire, mostraron que el prototipo opera en forma estacionaria. Para el sistema descrito, con una temperatura de entrada del agua al generador de 85°C , una temperatura de evaporación de 8°C y una temperatura ambiente de 29°C , los valores del COP térmico y la eficiencia eléctrica son 0.21 y 0.51 respectivamente [36].

Con base en la demanda de la temperatura de refrigeración, las aplicaciones de los sistemas de refrigeración solar por absorción pueden ser clasificados en tres categorías [37]: aire acondicionado, para espacios cuyas temperaturas varían de $8-15^{\circ}\text{C}$; refrigeración, para alimentos o almacenamiento de vacunas que requieren de temperaturas de $0-8^{\circ}\text{C}$; y congelación, para producción de hielo o propósitos de congelado, cuyas temperaturas necesarias generalmente se encuentran por debajo de los 0°C .

Investigación sobre Sistemas Para Aire Acondicionado

Los sistemas de refrigeración por absorción son adecuados para aplicaciones de aire acondicionado debido al bajo costo de instalación y a la alta capacidad de enfriamiento. En los años 60's los sistemas de absorción solares comenzaron a ser considerados adecuados en el campo del acondicionamiento de aire. Los primeros experimentos a gran escala para aire acondicionado fueron llevados a cabo en la década de los 70's. Para 1976 cerca de 500 sistemas solares de aire acondicionado fueron instalados en Estados Unidos, la mayoría de los cuales fueron sistemas de absorción que usaron bromuro de litio [38]. Mientras tanto, en Japón, estaba siendo instalado un sistema de enfriamiento y calentamiento que usaba colectores de placa plana y una máquina de refrigeración por absorción [39].

Como parte de los primeros intentos por llevar a la práctica sistemas solares de aire acondicionado por absorción, se presentó el diseño y construcción de un sistema que sirvió para estudiar la factibilidad de utilizar energía solar para confort en Hong Kong [40]. El sistema consistió de un arreglo de colectores de placa plana con una área superficial de 38.2 m^2 , un enfriador por absorción agua-bromuro de litio con una capacidad de enfriamiento nominal de 4.7 kW, un tanque de almacenamiento de agua caliente de 2.75 m^3 , una torre de enfriamiento y un sistema de calentamiento eléctrico auxiliar. Dicho sistema presentó una eficiencia del sistema anual de 7.8 % y una fracción solar promedio de 55 %.

Para el año 2005, se estudió un sistema de refrigeración solar que consistió de un arreglo de colectores de placa plana con un área superficial de 49.9 m^2 , y un enfriador por absorción agua-bromuro de litio de simple efecto con una capacidad de enfriamiento nominal de 35 kW [41]. Esta máquina operó dentro de los rangos de temperatura de $57-67^{\circ}\text{C}$ de generación y $32-36^{\circ}\text{C}$ de absorción. Las medidas del COP máximo instantáneo, promedio diario y promedio

en un periodo fueron 0.6 (a capacidad máxima), 0.42 y 0.34 respectivamente. Para el mismo año, fue presentado el modelado y la simulación de una unidad de absorción que opera con la mezcla bromuro de litio-agua y utiliza colectores solares de tubo evacuado para Malasia y regiones tropicales similares [42], el autor concluyó que para el clima de Malasia el sistema óptimo para una potencia de 3.5 kW, consiste de un área de de 35 m² de colectores solares de tubos evacuados con una inclinación de 20°. En el año 2005 también se presentó un desarrollo de un prototipo de bomba de calor por absorción con la mezcla bromuro de litio-agua de 10 kW de capacidad, adecuado para aplicaciones residenciales y en pequeñas edificaciones [43]. En la referencia [44] se modeló, diseñó, instaló y evaluó un sistema de calentamiento y enfriamiento solar-térmico, operando con la mezcla agua-bromuro de litio, fue encontrado que este sistema podría potencialmente suministrar el 39 % y 20 % de la energía de enfriamiento y calentamiento del espacio en cuestión.

En Europa se ha dedicado una atención especial a la investigación y aplicación de sistemas de aire acondicionado solares por sorción. La Agencia Internacional de Energía (IEA por sus siglas en inglés) estableció en 1977 el programa “*Solar Heating and Cooling*”, cuya tarea 25: “*Solar Assisted Air Conditioning of Buildings*” se enfocó en el uso de la energía solar para aplicaciones de aire acondicionado en edificios, y su principal objetivo fue mejorar las condiciones para la entrada al mercado principalmente de sistemas de enfriamiento de absorción y adsorción suministrados con energía solar [45].

En la referencia [46] se presenta la evaluación experimental de un prototipo por absorción enfriado por aire, para aplicación de aire acondicionado solar, cuyo desempeño fue eficiente con valores del COP cercanos a 0.6. La potencia de enfriamiento varió de 2 a 3.8 kW, la cual representó alrededor del 85 % de la capacidad nominal del prototipo, las temperaturas del agua enfriada variaron entre 14 y 16°C aunque la temperatura más baja alcanzó los 12.8°C. Además en [47] se describe el desarrollo, análisis experimental y la simulación de una máquina de enfriamiento solar por absorción-difusión, utilizando la mezcla amoniaco-agua, con una capacidad de enfriamiento de 2.5 kW para aplicaciones de aire acondicionado, para la cual, el valor del COP máximo obtenido fue 0.38.

Recientemente fue reportado el proyecto de la unión europea SACE (Solar Air Conditioning in Europe), encaminado a evaluar el estado del arte, necesidades futuras y prospectos de enfriamiento solar en conjunto en Europa. Un grupo de investigadores de cinco países ha investigado y analizado alrededor de 50 proyectos de enfriamiento solar en diferentes zonas climáticas. Han sido presentados los resultados incluyendo una base de datos de los proyectos analizados, una evaluación de esos proyectos sobre una base uniforme y una herramienta de análisis económico. De igual forma se ilustran y discuten los ahorros potenciales de energía y las limitaciones del sistema de aire acondicionado por energía solar térmica [48]. Por otro lado, en China han sido intensamente estudiados los sistemas de sorción solares durante los últimos años, el Instituto de Refrigeración y Criogenia en la Universidad “Jiao Tong” de Shanghai, desarrolló y probó diferentes tipos de prototipos para propósitos prácticos como aire acondicionado para autobuses y trenes. Todos los sistemas son de refrigeración por adsorción y utilizan como fuente de energía la solar, o bien, calor de desecho, con amoniaco-carbón activado o zeolita-agua como par adsorbente-refrigerante. Fue reportada una potencia promedio

de refrigeración continua de alrededor de 4.1 kW, con la cual es posible hacer confortable la cabina del conductor en un tren [49][50].

Investigación sobre Sistemas Para Refrigeración

Las aplicaciones de baja temperatura como almacenamiento de alimentos y vacunas pueden también obtenerse a través de sistemas de sorción. De hecho estas tecnologías son atractivas para propósitos de refrigeración en lugares remotos o áreas rurales de países en desarrollo, donde el acceso a la electricidad es prácticamente imposible. Para tal efecto han sido desarrollados varios tipos de refrigeradores solares por sorción. Con este propósito, a lo largo del tiempo y en particular en los últimos 25 años se han desarrollado sistemas de refrigeración por sorción, como es el caso del refrigerador solar por absorción operado con la mezcla amoniaco-agua, construido en 1986 [51]. Para el mismo periodo, se desarrolló un sistema de absorción solar intermitente para preservación de pescado [52]. Un COP térmico real de 0.25 – 0.3 pudo ser logrado a temperaturas de generación y condensación de 80 y 24.3°C respectivamente.

En 1993 se utilizó un estanque solar para suministrar energía a un refrigerador por absorción intermitente utilizando la solución amoniaco-agua. Se reportó que pudieron obtenerse temperaturas de generación y evaporación de 73 y -2°C respectivamente. El coeficiente de operación térmico trabajando bajo esas condiciones se reportó en el rango de 0.24 – 0.28 [53]. Un sistema de refrigeración por adsorción de baja temperatura para aplicaciones de aire acondicionado, con disponibilidad comercial fue modificado usando metanol-silica gel como par de trabajo, para el almacenamiento de productos agrícolas a una temperatura de 2-4°C en India. Los resultados mostraron que el COP estaba sobre 0.3 para temperaturas de agua refrigerada de -2°C, calentamiento de agua de 85°C y temperatura del condensador de 30°C [54]. En 2001, se desarrolló y probó en Madrid un prototipo de un sistema de refrigeración solar por absorción de 2 kW operando con amoniaco-agua, cuyos resultados mostraron una operación no satisfactoria del equipo con un COP menor de 0.05 [55].

En la investigación descrita en [56], se fabricó y analizó un sistema compacto de refrigeración solar *CSRS* para aplicaciones de pequeña capacidad de refrigeración, que operó con la mezcla agua-bromuro de litio. El COP fue mejorado de 0.3 a 0.6 por medio de la inclusión de micro-inyectores introducidos en el evaporador y en el absorbedor.

Investigación sobre Sistemas Para Producción de Hielo y Congelación

Para aplicaciones de congelado que necesitan temperaturas por debajo de los 0°C, por ejemplo máquinas de hielo o almacenamiento de productos congelados, también es posible utilizar los enfriadores por sorción. Generalmente entre menores temperaturas de refrigeración sean requeridas, mayores temperaturas de generación serán necesarias para un sistema de refrigeración por sorción. Dentro de los trabajos realizados al respecto se pueden mencionar los siguientes. En 1991 se estudió una máquina de hielo solar por adsorción con una superficie de captación de 0.8 m². El prototipo empleó un ciclo diario intermitente usando el par metanol-carbón activado, los resultados mostraron que, con una eficiencia de captación de 0.41 y

un COP térmico de 0.4, es posible obtener un COP solar bruto de 0.15 y producir 4 kg de hielo diarios durante el verano [57]. Para 1994 se construyó un pequeño refrigerador solar por adsorción cuyo colector tiene un área de 1.4 m^2 y contiene 17 kg de carbón activado. La caja fría se encuentra alejada del colector y está conectada a este por medio de una manguera flexible de acero. Es posible producir por arriba de 4 kg de hielo diarios durante el ciclo diurno [58]. También fue desarrollado un módulo de refrigeración solar por adsorción utilizando el par de trabajo metanol-carbón tipo doméstico, el cual consistió de un tubo modificado de vidrio con un generador en un extremo y un condensador- evaporador combinados en el otro extremo, y un arreglo simple de reflectores modificados para calentar el generador. Los resultados de las pruebas mostraron que la producción diaria de hielo se encuentra entre 6.9 y 9.4 kg/m^2 y el COP solar neto entre 0.136 u 0.159 para climas frío y caliente respectivamente [59].

En Suiza se llevó a cabo la construcción y prueba de un refrigerador solar por adsorción de alta eficiencia utilizando agua-sílica gel, donde tubos cilíndricos funcionan como el colector solar y como el adsorbedor, el condensador es enfriado por aire por convección natural y el evaporador contiene 40 litros de agua que se puede congelar, los resultados han mostrado un desempeño interesante con un COP solar de 0.16 [60].

En China, en la Universidad “Jiao Tong” de Shanghai, fueron desarrolladas y probadas varias máquinas de producción de Hielo en los últimos años. Uno de los trabajos realizados ahí fue la construcción de una máquina de hielo por adsorción trabajando con el par metanol-carbón activado, cuyos resultados experimentales muestran que el COP térmico está alrededor de 0.45 mientras que el COP solar se encuentra entre 0.12 y 0.14, con una producción de hielo aproximada de 5 – 6 kg diarios por metro cuadrado de colector [61]. Después de algunas mejoras, se presentó un sistema sin cisternas, válvulas conectoras ni válvula de expansión [62]. Los resultados experimentales mostraron que podrían ser obtenidos de 6 – 7 kg de hielo bajo condiciones interiores cuando la radiación de energía se encontraba entre 17 y 20 MJ/m^2 , para esas condiciones, el COP solar variaba de 0.13 – 0.15. En condiciones exteriores el sistema podía producir 4 kg de hielo con un COP solar de 0.12 para una insolación total de energía de 16 – 18 MJ/m^2 . Y así, una nueva máquina solar de hielo puede producir de 4 – 5 kg en un día soleado, con la condición de una insolación solar de 18 – 22 MJ/m^2 , a un precio de no más de US \$250 por máquina de hielo con un colector de 1 m^2 .

Más recientemente en México, en el año 2010, fue evaluado un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente para la producción de hielo, el cual fue desarrollado en el entonces Centro de Investigación en Energía perteneciente a la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM). El sistema opera con la mezcla amoníaco-nitrato de litio y tiene una capacidad nominal para producir 8 kg de hielo por día. El sistema consiste de un concentrador parabólico compuesto con un receptor cilíndrico que actúa como generador-absorbedor, un condensador, un evaporador y una unidad de expansión. Fueron reportadas temperaturas en el evaporador de hasta -11°C por varias horas con un COP solar por arriba de 0.08. Se encontró que el COP solar se incrementa con el aumento de la radiación solar y la concentración de la solución, sin embargo, no se encontró una dependencia del COP contra la temperatura del agua de enfriamiento [63]. Posteriormente en este año, se realizó una comparación de este sistema entre su desempeño con la mezcla descrita (amoníaco-nitrato de litio) y la mezcla

amoniac-nitrato de litio-agua, con lo que fue encontrado que con la mezcla ternaria el COP solar puede ser 24 % más alto que el obtenido para la mezcla binaria, con lo que varía entre 0.066 y 0.093, además de que con la nueva mezcla las temperaturas de generación iniciales resultaron ser 5.5°C más bajas que aquellas obtenidas con la mezcla binaria, al mismo tiempo las presiones de operación máximas estuvieron alrededor de 1.5 bares más altas [64].

1.4.2. Investigaciones Teóricas

Durante los últimos años, a la par del desarrollo de investigaciones experimentales, se han llevado a cabo estudios teóricos sobre el desarrollo y desempeño de sistemas avanzados, los cuales han sido propuestos por diferentes autores con la finalidad de encontrar principalmente nuevas configuraciones de sistemas con coeficientes de operación más altos, mayores diferencias de temperatura entre la fuente y el sumidero, así como menores temperaturas de las fuentes de calor.

Investigaciones Teóricas sobre Modificaciones al Ciclo

Diversos autores han propuesto estudios teóricos sobre sistemas híbridos de enfriamiento, los cuales combinan tecnologías de absorción y compresión. Uno de ellos propuso el uso de un absorbedor de recompresión de vapor en un sistema absorción de doble efecto operando con la mezcla agua-bromuro de litio. Los autores reportaron que con el uso de tal sistema se podrían obtener capacidades de enfriamiento más altas, así como coeficientes de operación 38 % más grandes que con sistemas de simple efecto [65]. Otra investigación presentó un sistema híbrido de enfriamiento, dicho sistema utilizó un eyector en un sistema de absorción para incrementar la diferencia de temperaturas entre la fuente y el sumidero, con la finalidad de producir el efecto de refrigeración con energía solar como la fuente de calor. El sistema de absorción opera con la mezcla amoniaco-agua y mostró ser adecuado para operar en Turquía la mayor parte del año con un uso mínimo del calentador auxiliar [66].

Dentro de las investigaciones que involucran modificaciones a los ciclos convencionales resalta una donde se desarrollaron modelos para el análisis de un ciclo de absorción GAX, con suministro combinado de agua de calentamiento y enfriamiento, el artículo propone nuevos ciclos GAX multi-modo (respecto a los tres diferentes modos de enfriamiento). Los resultados teóricos mostraron que el COP varió de 42 a 87 % con respecto a los ciclos GAX convencionales. [67]. Por otro lado, en el año 2006, fue propuesto un nuevo ciclo de refrigeración solar de dos etapas en el cuál la solución de bromuro de litio, en un generador de alta presión era mezclada con la solución de un absorbedor a baja presión, con la finalidad de incrementar la concentración de bromuro de litio en el generador a alta presión de lo que hacen los ciclos de refrigeración de dos etapas convencionales. El análisis teórico mostró que con el ciclo propuesto el más alto COP era de 0.605 a temperaturas de la fuente de calor en el rango de 75 a 85°C [68].

Los resultados de un análisis a sistemas de absorción de dos y tres etapas, operando con las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiocianato de sodio, mostraron que con el

nitrateo de litio en el ciclo de dos etapas, el COP obtenido fue de 0.29 a temperaturas de evaporación y generación de -15 y 90°C respectivamente; mientras que el COP para la otra mezcla se reportó ligeramente más bajo [69]. También fueron investigados los efectos de las resistencias térmicas y las irreversibilidades internas en el desempeño de ciclos de refrigeración por absorción en cascada de doble efecto, fue encontrado que bajo las mismas condiciones de operación el ciclo en cascada ofrece un incremento en el COP de alrededor de 60 % y 40 % en la carga de enfriamiento, comparados con aquellos de un ciclo de doble efecto [70].

Con la finalidad de incrementar el desempeño de sistemas de cogeneración, se han propuesto diversas alternativas, una de ellas estudió el desempeño de una micro-turbina de gas utilizando biogas en cogeneración con enfriadores por absorción. El estudio incluyó enfriadores comerciales de simple y doble efecto operando con las mezclas amoniaco-agua y agua-bromuro de litio. Las micro-turbinas de gas son alimentadas con biogas y su calor de desecho es usado para alimentar enfriadores por absorción. Los resultados mostraron que las mejores configuraciones son aquellas que reemplazan completamente el sistema existente con una planta de tri-generación que utiliza toda la energía disponible [71]. Previo a esta investigación, se había analizado el desempeño de un sistema de refrigeración integrado con una micro-turbina, cuyo calor de desecho también se utilizó para alimentar el sub-sistema de enfriamiento por absorción, los resultados mostraron que con el sistema propuesto el tamaño de la micro-turbina podría ser reducido, del mismo modo que el consumo anual de energía del sistema en 19 % [72]. Una de las investigaciones enfocadas a desarrollar sistemas de cogeneración, propuso un sistema en el cual el calor de desecho de una celda de combustible *PEM* es usado para operar un sistema de aire acondicionado por absorción operando con la mezcla agua-monometilamina, los autores reportaron que a 80°C , la celda de combustible *PEM* opera a su máxima eficiencia y que el sistema de absorción puede operar adecuadamente obteniendo una eficiencia promedio elevada para el sistema de cogeneración [73].

En la investigación [74] se reportó la valoración del desempeño de un novedoso sistema basado en colectores solares de canal parabólico y un ciclo Rankine orgánico para producción combinada de potencia mecánica, enfriamiento y calentamiento. En el sistema propuesto, una parte del calor de desecho es usado para calentamiento a través de un intercambiador de calor, mientras que la otra porción es usada para producir enfriamiento a través de un enfriador por absorción de simple efecto. El estudio considera tres modos de operación: modo solar, modo solar con almacenamiento y modo de almacenamiento. Los resultados revelaron que en el modo solar la máxima eficiencia solar es 15 %, para el modo solar con almacenamiento 7 % y para el modo de almacenamiento 6.5 %.

En la investigación [75] fueron reportados los resultados de un modelo dinámico de un innovador sistema de enfriamiento y calentamiento solar basado en colectores de canal parabólico con un enfriador por absorción de doble etapa con la mezcla bromuro de litio-agua. Los resultados mostraron que el diseño del sistema investigado pueden ser competitivos para la mayoría de las locaciones analizadas, aunque la rentabilidad económica es mayor para los climas más calurosos.

El análisis paramétrico de un ciclo combinado de enfriamiento y potencia, el cual combina los ciclos de refrigeración por absorción y Rankine, y utiliza la mezcla amoniaco-agua como

fluido de trabajo, reveló eficiencias de primera ley y exergética alrededor de 20 y 72 % respectivamente, cuando la temperatura de la fuente de calor fue variada entre 90 y 170°C, y la temperatura del absorbedor se mantuvo cercana a los 30°C [76].

Comparación entre los Sistemas Solares Eléctrico y Térmico

Una investigación que plantea una comparación interesante entre los sistemas solares eléctrico y térmico es aquella en la que son incluidos los costos iniciales y las proyecciones a futuro de los sistemas solares térmicos y eléctricos, además, se estima el impacto ambiental de los componentes principales en cada sistema de refrigeración, así como es considerada el área de captación necesaria para una determinada capacidad de refrigeración en cada sistema [77]. Los resultados de la investigación revelan que para los sistemas eléctricos de refrigeración solar, el costo del sistema depende directamente del COP del sistema si los precios de los paneles fotovoltaicos se mantienen en los niveles actuales, en caso contrario, es decir, si los precios de los paneles fotovoltaicos disminuyen, el impacto del COP sobre el precio del sistema es despreciable. Para los sistemas de refrigeración térmicos es mostrado que el costo del sistema de captación es menor como porcentaje del costo total, sin embargo, en las proyecciones los costos de un sistema de refrigeración térmico no se ven igualmente reducidos que los costos para el sistema fotovoltaico, debido principalmente a que los costos de captación y almacenamiento permanecerán relativamente estables. Desde un punto de vista ambiental la refrigeración solar eléctrica tiene un valor proyectado de emisiones de dióxido de carbono menor al presentado por los sistemas de refrigeración térmicos por kW-h. Finalmente la comparación restante que se refiere al área de captación necesaria, no incluye proyecciones, sino que se utilizan datos recientes donde el área requerida para captación térmica representa casi el triple de la necesaria para la captación fotovoltaica.

Investigaciones Teóricas sobre Mezclas de trabajo

Como se mencionó anteriormente, una de las principales líneas de investigación en el área de refrigeración tiene que ver con la propuesta y evaluación de nuevas mezclas de trabajo, en este sentido, diversos autores han dedicado gran parte de sus esfuerzos por obtener mezclas con las características requeridas, algunas de las investigaciones teóricas de mayor relevancia al respecto se describen a continuación.

En 2005, se analizó el desempeño termodinámico de la mezcla agua-monometil amina en un sistema de refrigeración por absorción y fue encontrado que con esta mezcla, fue posible obtener coeficientes de operación mayores que los obtenidos con la mezcla amoniaco-agua a bajas temperaturas de generación [78]. En 2008, se estudió el desempeño de un sistema de refrigeración solar por absorción operando con las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiocianato de sodio, los resultados mostraron que ambos ciclos presentaron un desempeño mejor que el ciclo amoniaco-agua, no únicamente por presentar mayores valores del coeficiente de operación, sino por no requerir el uso de rectificadores para separar el agua evaporada junto con el vapor de amoniaco en el proceso de generación [79]. Previamente se había publicado un artículo [80], en el que se analizó el desempeño teórico de un sistema

de refrigeración por absorción intermitente operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio, utilizando un concentrador parabólico compuesto *CPC* como generador-absorbedor, los resultados mostraron que con el sistema propuesto, era posible producir arriba de 11.8 kg de hielo a temperaturas de generación alrededor de 120°C y temperaturas de generación entre 40 y 44°C. La eficiencia del sistema oscilaba entre 0.15 y 0.4. Por otro lado, se analizó el desempeño de un enfriador por absorción operando con las mezclas butano-octano y propano-octano a temperaturas menores a 150°C y se encontró que los coeficientes de operación se encuentran alrededor de 0.63, valor que casi es el mismo que para los coeficientes de operación obtenidos para la mezcla amoniaco-agua [81].

Un ciclo de refrigeración en el cual se han probado nuevas mezclas es el ciclo de refrigeración por absorción-difusión, una investigación al respecto se basó en la mezcla R124-DMAC para obtener enfriamiento a partir de energía solar. Los resultados mostraron que el desempeño del sistema y la más baja temperatura de evaporación alcanzada son dependientes en gran medida de la eficiencia del absorbedor y la temperatura de generación, además fu demostrado que para aplicaciones solares esta mezcla de trabajo tiene un valor del COP mayor y puede constituir una alternativa al sistema convencional amoniaco-agua [82].

Un estudio comparativo sobre la predicción del desempeño de varias soluciones refrigerante-DMF, en un sistema solar de refrigeración por absorción de simple etapa a bajas temperaturas de generación, mostró que el sistema operando con la mezcla R134a-DMF brinda la mejor característica de desempeño entre las sustancias de trabajo analizadas [83].

Investigaciones Teóricas sobre Nuevos Componentes

Debido a que los componentes principales en un sistema de refrigeración por sorción (generador, absorbedor, condensador, economizador, evaporador) son en esencia intercambiadores de calor y/o masa, una gran parte de los estudios teóricos más importantes llevados a cabo en el desarrollo conceptual de nuevos componentes, son principalmente estudios de transferencia de calor y masa, así también, debido a que en los sistemas de sorción el absorbedor juega el papel más relevante en el desempeño del sistema, la mayoría de las investigaciones en el área se relacionan al diseño y optimización de dicho componente. Algunas de las investigaciones más relevantes en el desarrollo de absorbedores son mostradas enseguida.

En el año 2007 se desarrolló un modelo matemático detallado basado en balances de masa y energía, de un absorbedor vertical tubular enfriado por aire y operando con la mezcla amoniaco-agua. Los tubos fueron externamente aletados con aletas planas continuas y las filas de tubos fueron escalonadas en la dirección del flujo de aire. El aire es forzado sobre el banco de tubos y circula entre las aletas planas en flujo cruzado respecto a la mezcla amoniaco-agua. Los autores llevaron a cabo un estudio paramétrico para investigar la influencia de los parámetros de diseño y las condiciones de operación sobre el desempeño del absorbedor [84]. Por otro lado, fue investigado el procedimiento para diseñar absorbedores-atomizadores para sistemas de refrigeración por absorción con la mezcla amoniaco-nitrato de litio, en esta investigación se estudió la transferencia de calor y masa entre las gotas de solución y el vapor refrigerante. Los resultados mostraron que alrededor del 60 % de la transferencia de masa total, ocurre dentro del periodo de desaceleración de las gotas. Este periodo

representa el 13.4 % y el 11.6 % del tiempo de residencia dentro de los absorbedores a baja y alta presión hasta que en ellos se alcanza el estado de equilibrio [85]. De igual forma se analizó la transferencia de calor y masa para un proceso de absorción amoniaco-agua, y fue llevado a cabo un análisis paramétrico para evaluar los efectos de variables importantes tales como el efecto del área de transferencia de calor y masa sobre la tasa de absorción para dos modos de absorción distintos: el de película descendente y el de burbuja, en un intercambiador de calor plano con aletas en el lado frío, fue encontrado que la tasa de absorción local en el modo burbuja siempre fue mayor que la del modelo de película descendente, teniendo un tamaño alrededor del 48.7 % más pequeño [86].

Modelados Numéricos

Una de las ventajas de los estudios numéricos sobre los experimentales es que mediante el modelado, se pueden manipular factores importantes en el diseño de un equipo, de tal forma que es posible obtener resultados preliminares sobre el comportamiento de mezclas alternas o el diseño de nuevos componentes en un tiempo más corto al que tomaría llevarlos a cabo en forma experimental, además de que representa un ahorro económico significativo, por lo que puede ser determinante en la toma de decisiones importantes en el proyecto, algunos de los estudios que involucran simulaciones o modelados numéricos en materia de refrigeración por absorción se presentan en esta sección.

En la investigación [87] fue reportada la evaluación del desempeño y el control de las condiciones de operación de un enfriador solar por absorción utilizando modelos numericos simplificados. La gran concordancia entre la simulación y los resultados experimentales permite el uso del modelo no solo en el diseño de una instalación sino también para seguir y controlar su desempeño. Una simulación dinámica del desempeño de un enfriador de absorción de simple efecto, alimentado por colectores solares vía un tanque de almacenamiento a alta temperatura. Los modelos fueron validados por los datos de operación de un sistema de enfriamiento solar de 15 kW instalado en un edificio de oficinas [88].

Por otro lado, en la investigación [89] se reporta el modelado de un ciclo de enfriamiento por absorción solar. El sistema propuesto utiliza colectores de tubos evacuados para hacer funcionar un enfriador por absorción de 10 kW con la mezcla amoniaco-agua. Los resultados mostraron que el sistema propuesto requiere alrededor de 47 % menos energía eléctrica que un sistema de refrigeración por compresión de la misma capacidad de enfriamiento. En otra investigación, se desarrolló un modelo matemático para la predicción del COP óptimo de un sistema de refrigeración solar intermitente para la producción de hielo por medio de redes neuronales artificiales directa e inversa, además, fueron comparados sus resultados con datos experimentales de un sistema previamente desarrollado [90].

El modelado y la simulación numérica para un regenerador desecante solar usado para un sistema de enfriamiento por absorción abierto, usando $LiCl$ y $CaCl_2$ como desecantes es presentado en la referencia [91]. Usando el modelo propuesto fue analizado el efecto de parámetros importantes tales como la longitud del regenerador, la tasa de flujo de solución desecante y su concentración, y la tasa de flujo de aire.

Por otro lado fue reportada la simulación numérica y el diseño de un colector solar de

canal parabólico usado como un generador directo en un ciclo de enfriamiento soar-GAX, para el cual [92], bajo las condiciones de diseño, la eficiencia del colector solar, el COP del ciclo solar-GAX, y la eficiencia global del sistema fueron 0.62, 0.87 y 0.54, respectivamente. La eficiencia calculada fue 25.5% mayor que la brindada por el ciclo bromuro de litio-agua de simple efecto acoplado en forma indirecta con un sistema de colectores de canal parabólico.

En la referencia [93] es descrito un detallado modelo numérico unidimensional para describir el comportamiento fluido-dinámico y térmico dentro de un concentrador parabólico compuesto, el cual actúa como el generador de vapor de amoníaco en un refrigerador por absorción. Los resultados mostraron que se podría producir aproximadamente 3.8 kW de enfriamiento a -10°C con eficiencias solar y promedio por arriba de 46.3% y 21.2% respectivamente.

Algunos de los modelos teóricos son llevados a cabo en forma experimental, lo que sirve como validación del propio modelo y aplicación práctica directa. Un ejemplo de ello es el presentado en la referencia [94], donde fue elaborado un modelo dinámico de una planta de enfriamiento solar que fue construido con propósitos demostrativos usando tecnología disponible en el mercado. Los autores concluyeron que el simulador es una herramienta poderosa para tratar con sistemas de enfriamiento solar, tanto durante la fase de diseño, cuando puede ser utilizado para la selección de componentes, como para el desarrollo y prueba de estrategias de control.

En la referencia [95] fue estudiado el potencial de aplicación de sistemas de enfriamiento por absorción de simple y múltiple efecto operando con la mezcla agua-bromuro de litio. Fue concluido que el valor del COP para el sistema de doble efecto es aproximadamente el doble del valor para el sistema de simple efecto, así como el valor para el COP del sistema de triple efecto es ligeramente menor que el triple del valor del COP para el sistema de simple efecto.

Por otro lado fue modelado el comportamiento de un enfriador por absorción de doble etapa que utiliza bromuro de litio-agua con una potencia de enfriamiento de 200 kW, para el que los resultados mostraron que la máquina puede operar en verano o bien como un enfriador de doble etapa con una entrada de calor a 170°C , donde el calor es obtenido a partir de gas natural, o como un enfriador de una etapa con una entrada de calor a 90°C obtenido a partir de energía solar, o simultáneamente en modo combinado a ambas temperaturas [96].

Investigaciones Teóricas sobre Sistemas de Refrigeración

En México, después de un análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa funcionando con la mezcla agua-monometilamina, fueron propuestos colectores de tubos evacuados acoplados con un sistema de calentamiento auxiliar convencional, para refrigeración de leche en regiones rurales [97] [98]. Los resultados mostraron que es posible obtener temperaturas del evaporador de -5 a 10°C a temperaturas de generación bajas de 60 a 80°C , y temperatura del condensador de 25°C , obteniendo valores para el COP térmico de 0.15 a 0.7.

1.4.3. Equipos Comerciales

Los sistemas comerciales se han ofertado en el mercado desde hace más de 50 años por las compañías líderes a nivel mundial, la mayoría de estos sistemas utilizan una fuente de energía térmica basada en la combustión de hidrocarburos. Gran parte de las compañías que dominan el mercado han desarrollado unidades de simple y doble efecto, que operan con la mezcla agua-bromuro de litio, sin embargo, hay otros que operan con el par de trabajo amoniaco-agua. Algunas de las compañías líderes a nivel mundial que desarrollan sistemas de alta capacidad (desde los 200 kW hasta varios MW) son Mitsubishi, Sanyo, Carrier, York, Trane, Robur, Broad, Mycom y LG, por mencionar algunas. Debido a la magnitud de la capacidad de estos enfriadores, sus aplicaciones más comunes se encuentran en grandes construcciones y procesos industriales. Sin embargo, es preciso señalar que debido al considerable incremento en la demanda de sistemas de aire acondicionado para su aplicación en el sector residencial, hoy en día hay un gran número de productores que ofrecen sistemas de absorción de baja capacidad (inferiores a los 100 kW) en el mercado, los cuales utilizan diversas tecnologías y mezclas de trabajo. Algunas de las compañías que comercializan con sistemas de absorción de baja capacidad son: Nishyodo, Maekawa, Maycom, Yazaki, Sor Tech, Thermax, y Solar Next, entre otros.

En la literatura no hay datos confiables sobre la cantidad de sistemas de refrigeración de baja capacidad que operan con energía térmica instalados alrededor del mundo, sin embargo, se estima que en el año 2007 había entre 250 y 300 sistemas de enfriamiento operando con energía solar alrededor del mundo [99]. En una revisión de la agencia internacional de energía sobre sistemas solares de enfriamiento para edificios comerciales, se encontró que de 88 plantas solares de enfriamiento a gran escala, aproximadamente el 70 % eran sistemas de absorción, 13 % sistemas de adsorción y 17 % sistemas de enfriamiento desecante operando con desecantes tanto sólidos como líquidos.

Los resultados obtenidos por un estudio desarrollado por la agencia internacional de energía, mostraron que de un total de 280 máquinas de enfriamiento instaladas, el 43 % fueron producidas por *Rotartica*, el 35 % por *Climatewell*, el 7 % por *EAW*, el 5 % por *Yasaky* y el resto por varias compañías [99].

A continuación se describen algunas de las compañías líderes en cuanto a producción sistemas comerciales de absorción a nivel mundial.

Yazaky es la compañía japonesa líder a nivel mundial en ventas de enfriadores de absorción de pequeñas capacidades (hasta 105 kW). La compañía ha desarrollado unidades de simple efecto alimentadas por agua caliente, así como unidades de doble efecto que funcionan mediante la combustión de gas, ambos tipos de unidades operando con la mezcla agua-bromuro de litio. Los modelos que requieren de agua caliente para su funcionamiento son WFC-SC(H)10, 20 y 30 con capacidades de enfriamiento de 35, 70 y 105 kW de enfriamiento respectivamente. Para todos los modelos, la temperatura nominal del agua caliente es 88°C para producir agua enfriada hasta 7°C con un COP de 0.7.

Broad de origen chino es actualmente el productor de aires acondicionados más grande del mundo. Los enfriadores por absorción *Broad* utilizan un amplio rango de fuentes de energía tales como petróleo, gas, vapor, energía solar, etc. Las capacidades que manejan varían des-

de unos cuantos kW hasta varios MW. Las unidades más pequeñas son los modelos BJ con capacidades de 16, 23 y 64 kW, los cuales son enfriadores de absorción de doble efecto con la mezcla agua-bromuro de litio, y utilizan aceite caliente o vapor a temperaturas que van de los 165 a 180°C, obtenidas por medio de un quemador de gas natural con un COP de 1.2.

Robur es una compañía italiana con gran experiencia en desarrollo de bombas de calor y sistemas de aire acondicionado, utilizando tecnología de absorción por combustión directa de gas para aplicaciones en el sector residencial e industrial. El modelo Robur GAHO-W utiliza un intercambiador de calor como generador, en lugar de un generador de llama directa, el chiller tiene una capacidad de 26 kW y opera con la mezcla amoniaco-agua a temperaturas alrededor de los 200°C.

Rotartica S.A. es una compañía española la cual a finales de la década pasada desarrolló dos enfriadores por absorción de simple efecto y pequeña capacidad, los cuales operan con la mezcla agua-bromuro de litio y ofrecen una capacidad de enfriamiento de 4.5 kW. El proceso de absorción toma lugar dentro de una cámara giratoria con la finalidad de maximizar la transferencia de masa y calor, lo cual hace que el sistema sea más eficiente y compacto. El modelo *Solar 045 V* rechaza calor al aire atmosférico sin utilizar torres de enfriamiento, lo cual es una ventaja desde el punto de vista económico tanto en el costo inicial como en el costo de mantenimiento. Estos sistemas operan entre 85 y 90°C y ofrecen un COP cercano a 0.7.

Climatewell es una compañía ibero-sueca que desarrolló una unidad enfriadora denominada CW10, la cual tiene la capacidad de operar en tres modos: carga, calentamiento y enfriamiento. En el modo de carga la unidad almacena energía mediante el secado de la sal cloruro de litio, que posteriormente puede ser usada donde se requiera. Esta máquina opera por el principio de bombeo de calor termo-químico en un proceso cíclico en tres estados de agregación: sólido, líquido y gas. Esta unidad puede estar en modo de carga y descarga simultáneamente, es decir, siempre puede recibir energía térmica permitiendo una salida continua de calentamiento y enfriamiento. La capacidad máxima de la unidad puede ser 10 o 20 kW, dependiendo de si se utiliza solo uno o ambos acumuladores simultáneamente. El sistema opera a temperaturas superiores a 83°C con eficiencias térmicas de 68 % para enfriamiento y 85 % para calentamiento.

EAW es una compañía Alemana, que junto con el instituto de aire acondicionado y refrigeración del mismo país, han desarrollado algunos sistemas de aire acondicionado por absorción de diferentes capacidades operando con la mezcla agua-bromuro de litio. Los modelos LB 15 y 30 tienen una capacidad de enfriamiento de 15 y 30 kW, respectivamente. Debido a su capacidad, esos sistemas son adecuados para oficinas, escuelas y hoteles. Ambos sistemas trabajan en forma óptima con temperaturas de generación de 80 a 90°C, produciendo agua enfriada a temperaturas cercanas a los 11°C con un COP de 0.75.

1.5. Justificación

Una vez que se llevó a cabo la revisión bibliográfica, es posible notar que hay un gran campo de investigación en cuanto a equipos que operen con el par amoniaco-nitrato de litio, ya que la mayoría de los equipos comerciales existentes funcionan ya sea con la mezcla de

trabajo agua-bromuro de litio o bien amoniaco-agua, por su parte, la mezcla amoniaco-nitrato de litio presenta ventajas importantes respecto a las utilizadas en equipos comerciales, por ejemplo, tiene la capacidad de operar a temperaturas por debajo de los 0°C, lo cual no se logra con la mezcla bromuro de litio-agua, ya que el agua se congela por debajo de esa temperatura, mientras que no requiere el uso de un rectificador en comparación con la mezcla amoniaco-agua que es otra de las mezclas más utilizadas en los sistemas de absorción, además de que el par amoniaco-nitrato de litio puede operar a temperaturas menores de generación para obtener una determinada potencia de enfriamiento, en relación al par amoniaco-agua.

Es por estas razones que resulta de suma importancia evaluar el funcionamiento del equipo de enfriamiento y determinar las características de operación que presenta a distintas condiciones de operación, una vez hecho esto, se estará en condiciones de determinar de manera objetiva si las características del equipo son competitivas respecto al promedio ofrecido por los equipos comerciales de absorción, así como también será posible comparar el desempeño real del equipo respecto del teórico sobre el cual fue diseñado.

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo General

El objetivo del presente trabajo es la caracterización y evaluación del equipo de enfriamiento solar por absorción, tipo vertical, que opera con la mezcla amoniaco (NH_3) – Nitrato de litio (LiNO_3).

1.6.2. Objetivos Específicos

- Presentar una revisión bibliográfica de los trabajos de investigación más relevantes relacionados con los sistemas de refrigeración por absorción.
 - Operar el equipo descrito en condiciones de operación controladas.
 - Determinar el coeficiente de operación, tanto interno como externo a partir de la evaluación del equipo.
 - Modificar el sistema auxiliar de enfriamiento de tal forma que pueda suministrar el fluido frío a una temperatura específica o dentro de un rango de temperaturas mayor al actual, con el fin de simular diversas condiciones de operación.
 - Modificar el sistema auxiliar de calentamiento de manera que opere en forma continua y el fluido caliente suministrado presente una temperatura constante.
 - Realizar una evaluación preliminar del desempeño del equipo de aire acondicionado utilizando el fluido caliente suministrado por colectores solares.
-

- Llevar a cabo el aislamiento térmico del equipo en los componentes y conexiones adecuados para reducir en la medida de lo posible, las pérdidas o ganancias de energía térmica no deseadas.
- Modificar el sistema de adquisición de datos de forma que muestre al tiempo de su operación, los coeficientes de operación presentados por el equipo.

1.7. Estructura General de la Tesis

Este trabajo consta de cuatro capítulos, los cuales se describen a continuación.

En el primer capítulo se plantea un panorama del crecimiento en el consumo energético a nivel mundial, se muestran los porcentajes con que las diversas fuentes de energía aportan a la producción total y también se expone una perspectiva del consumo energético mundial pronosticada hasta el 2040 en los sectores residencial, comercial e industrial; además, se presenta la información referente a la producción de energía primaria y al consumo energético nacional correspondientes a México. De igual forma es descrito en forma breve el panorama de los principales sistemas de refrigeración en la actualidad, así como se presenta una revisión bibliográfica de los artículos de investigación más relevantes en el tema del enfriamiento solar por sorción, se incluye una justificación general del proyecto, así como los objetivos general y específicos del presente trabajo.

En el segundo capítulo se encuentra descrita la teoría de los fundamentos termodinámicos asociados a la refrigeración, los ciclos de Carnot, Carnot inverso, ciclo de refrigeración por compresión de vapor y ciclo de refrigeración por absorción.

El capítulo tercero describe el sistema de enfriamiento evaluado, lo que incluye el sistema principal y los sub-sistemas secundarios utilizados como sistemas auxiliares de calentamiento y condensación para simular distintas condiciones de operación. Además se describe el equipo de instrumentación utilizado para la medición y el control de los distintos parámetros durante la operación del sistema, mismos que son necesarios para el análisis y evaluación del desempeño del equipo de enfriamiento.

El capítulo cuarto presenta una descripción de la metodología adoptada para llevar a cabo la experimentación y la evaluación del sistema de aire acondicionado. También son establecidas las condiciones de operación para la evaluación, además de que son presentados los resultados de la evaluación en distintas gráficas, los cuales son analizados en la parte final del capítulo.

Finalmente se presenta una sección sobre conclusiones y recomendaciones donde se incluye en primer lugar un breve resumen sobre el comportamiento general del equipo, basado tanto en los datos internos como en los externos, aquí se especifican los valores más importantes y representativos del desempeño del equipo; en la parte de recomendaciones, como resultado de la interacción experimental con el sistema de aire acondicionado, se encuentran a modo de sugerencias los puntos a ser considerados para una mejor operación del equipo en un futuro.

2.1. Panorama Actual de los Sistemas de Refrigeración

2.1.1. Antecedentes Históricos de la Refrigeración

Refrigeración es el proceso de remover energía térmica o “calor” de la materia, ya sea esta un sólido, un líquido o un gas. Al remover calor de la materia esta se “enfria”, es decir, reduce su temperatura. Existen varias formas de reducir la temperatura de la materia. En general se puede hablar de dos métodos de refrigeración: natural y mecánico. La refrigeración natural se basa en la circulación forzada de aire alrededor de bloques de hielo, por lo que una parte de la energía térmica del aire se transfiere al hielo, enfriando así el aire. En la refrigeración mecánica se utiliza una sustancia conocida como refrigerante que es capaz de transferir calor, en términos generales, esta sustancia absorbe calor a bajas temperaturas y presiones y lo rechaza hacia un medio a temperatura y presión mayores, esto es llevado a cabo por medio de procesos de compresión, condensación y evaporación del refrigerante.

Durante siglos ha sido del conocimiento de las personas que la evaporación del agua produce un efecto refrigerante, al principio no se reconoció ni entendió el fenómeno, pero se sabía que cualquier parte del cuerpo que se mojara se sentía fría mientras se secaba en el aire. Los primeros intentos para producir refrigeración por medios mecánicos fueron relacionados con el efecto refrigerante de la evaporación del agua. En 1755 William Cullen un físico escocés, obtuvo temperaturas que le permitieron producir hielo. Esto fue llevado a cabo reduciendo la presión del agua en un contenedor cerrado con una bomba de aire. A una presión baja el líquido se evaporaba a baja temperatura. El calor requerido para que una porción del agua cambiara de fase de líquido a vapor era tomado del resto del agua, y al menos parte del agua que quedaba cambiaba de fase a hielo. A partir de Cullen, una gran cantidad de ingenieros y científicos crearon un gran número de inventos a partir de los principios básicos de la refrigeración mecánica. En 1834 Jacob Perkins un residente americano en Inglaterra, construyó y patentó una máquina de refrigeración por compresión de vapor con un compresor, un condensador, un evaporador y una llave de paso entre el condensador y el evaporador. La demanda creciente los 30 años siguientes a 1850 trajo consigo grandes logros y progreso. Nuevas sustancias, por ejemplo, amoníaco y dióxido de carbono, los cuales eran más adecuados que agua y éter fueron puestas a disposición por Faraday, Thilorier y otros, y demostraron que esas sustancias

podrían ser licuadas. Los antecedentes teóricos requeridos para fundamentar la refrigeración mecánica fueron contribuidos por Rumford y Davy, quienes habían explicado la naturaleza del calor, y por Kelvin, Joule y Rankine, quienes continuaban el trabajo comenzado por Sadi Carnot formulando la ciencia de la termodinámica.

Las máquinas de refrigeración aparecieron entre 1850 y 1880 y podían ser clasificadas de acuerdo al refrigerante que utilizaban. Las máquinas de refrigeración que utilizaban aire eran conocidas como máquinas de aire comprimido o de aire frío y jugaron un rol significativo en la historia de la refrigeración. El Dr. Americano John Gorrie, desarrolló una máquina de aire frío comercial y la patentó en Inglaterra en 1850 y en América en 1851. Las máquinas de refrigeración que usaban aire como refrigerante fueron divididas en dos tipos: de ciclo cerrado y de ciclo abierto. En el ciclo cerrado, el aire confinado en la máquina a una presión más alta que la atmosférica era utilizado repetidamente durante la operación. En el ciclo abierto el aire era llevado a la máquina a presión atmosférica y, cuando era enfriado, era descargado directamente en el espacio a ser refrigerado. En Europa el Dr. Alexander C. Kirk desarrolló comercialmente una máquina de refrigeración de ciclo cerrado en 1862, y Franz Windhausen inventó una máquina de ciclo cerrado y la patentó en América en 1870. Las máquinas de refrigeración de ciclo abierto, en teoría ideadas por Kelvin y Rankine a principios de la década de 1850, fueron inventadas por el francés Paul Giffard, en 1873 y por Joseph J. Coleman y James Bell en Gran Bretaña en 1877.

En 1860 el ingeniero francés Ferdinand P. Edmond Carre, inventó un aparato de absorción de amoníaco intermitente basado en la afinidad química del amoníaco por el agua, la cual producía hielo en una escala limitada. A pesar de sus limitaciones, ésta representó un progreso significativo. Su aparato tenía una bomba manual y podía congelar una pequeña cantidad de agua en aproximadamente 5 minutos. Esta fue utilizada en París por un tiempo, pero tenía la desventaja de que el ácido sulfúrico se diluía en el agua y ésta perdía su afinidad. El inventor real de una pequeña máquina de absorción operada manualmente fue H.A. Fleuss, quién diseñó una bomba efectiva para esta máquina. Una unidad de absorción productora de hielo comparativamente de gran escala, fue construida en 1878 por F. Windhausen. Esta operaba continuamente separando el agua del ácido sulfúrico con calor adicional para incrementar la afinidad.

Una de las primeras máquinas de refrigeración por compresión de vapor fue inventada y patentada por el profesor americano, Alexander C. Twining en 1853. Él estableció una planta de producción de hielo usando este sistema en Cleveland Ohio, con la capacidad de producir cerca de una tonelada por día. Después de eso, un gran número de inventores experimentaron con máquinas de compresión de vapor las cuales usaron éter o sus componentes. En Francia, F.P.E. Carre desarrolló e instaló una máquina de compresión de éter, y Charles Tellier (quien fue un pionero versátil de la refrigeración mecánica) construyó una planta usando metil-éter como refrigerante. En Alemania, Carl Linde, financiado por cerveceros, estableció una unidad de metil-éter en 1874. Justo antes de esto, Linde había preparado el camino para grandes mejoras en maquinaria de refrigeración, demostrando cómo su eficiencia termodinámica podía ser calculada e incrementada. Los inventores de máquinas de compresión también experimentaron con amoníaco, el cual se convirtió en el refrigerante más popular y fue utili-

zado en gran medida. En la década de 1860 Tellier desarrolló una máquina de compresión de amoníaco, para 1872, David Boile fabricó equipo satisfactorio para la producción de hielo y lo patentó en 1872 en América; sin embargo, la figura más importante en el desarrollo de las máquinas de compresión de amoníaco fue Linde, quién obtuvo una patente en 1876 para una máquina que fue instalada en la cervecería Trieste el año siguiente. Más tarde el modelo de Linde se hizo popular y fue considerado excelente en sus detalles mecánicos. El uso de amoníaco en las máquinas de refrigeración por compresión representó un paso significativo en la evolución de la refrigeración. Además de su ventaja termodinámica, las presiones que requería eran bajas por lo que las máquinas que lo utilizaban podían tener un tamaño pequeño. A finales de la década de 1860, P.H. van der Weyde de Filadelfia obtuvo una patente para una unidad de compresión la cual era caracterizada por un refrigerante compuesto de productos del petróleo. En 1875 R.P. Pictet en la universidad de Geneva, introdujo una máquina de compresión que utilizaba ácido sulfúrico. En 1866 T.S.C. Lowe, un americano, desarrolló un equipo de refrigeración que utilizaba dióxido de carbono. Las máquinas de compresión de dióxido de carbono fueron importantes debido a la inocuidad del gas en instalaciones donde la seguridad era lo más importante, aunque no fueron usadas extensamente sino hasta la década de 1890. Entre 1880 y 1890 se popularizó el uso del amoníaco. Para 1890 la refrigeración mecánica había probado ser práctica y económica para la industria de la refrigeración de los alimentos. Los europeos fueron quienes aportaron la mayor parte de las bases para el desarrollo de la refrigeración mecánica, sin embargo, los americanos participaron vigorosamente en la actividad inventiva de expansión entre 1850 y 1880. El progreso técnico permanente en el campo de la refrigeración mecánica marcó los años posteriores a 1890. Los cambios revolucionarios no fueron la regla, pero fueron propuestas mejoras en el diseño y la construcción de unidades de refrigeración en varios países, así como en sus componentes básicos: compresores, condensadores y evaporadores.

2.1.2. Descripción de los Sistemas de Refrigeración

A continuación se presenta una breve descripción de las características que presentan los sistemas de refrigeración mencionados en la sección 1.3.

Refrigeración por compresión de vapor

En aplicaciones prácticas los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los sistemas de refrigeración más comúnmente usados, y cada sistema emplea un compresor. En un ciclo de refrigeración por compresión de vapor toman lugar cuatro procesos térmicos principales:

- Evaporación
 - Compresión
 - Condensación
-

- Expansión

Evaporación

Contrario al congelamiento y a la fusión, la evaporación y la condensación ocurren a casi cualquier combinación de temperatura y presión. La evaporación es el escape gaseoso de moléculas de la superficie de un líquido y es llevada a cabo por la absorción de una cantidad considerable de calor sin ningún cambio en la temperatura. Los líquidos se evaporan a cualquier temperatura, sin embargo, la tasa de evaporación es mayor a altas temperaturas. Los gases evaporados ejercen una presión llamada presión de vapor. Mientras la temperatura del líquido incrementa hay una pérdida mayor del líquido en la superficie, lo cual incrementa la presión de vapor. En el evaporador de un sistema de refrigeración el refrigerante a baja presión es puesto en contacto con el medio a ser enfriado, absorbe calor, y de esta forma se evapora produciendo un vapor saturado a baja presión.

Compresión

El compresor eleva la temperatura del vapor del refrigerante obtenido del evaporador. El suministro de calor puede jugar un rol importante en el proceso de incrementar la presión, incrementar la presión del gas eleva las temperaturas de evaporación y condensado del refrigerante. Cuando el gas refrigerante está comprimido, su temperatura de evaporación es mayor que la temperatura del sumidero de calor.

Condensación

Es el proceso de cambiar de fase gaseosa a líquida extrayendo calor. El refrigerante en estado gaseoso a alta presión, el cual lleva consigo la energía térmica absorbida en el evaporador y la energía del trabajo del compresor, es llevado al condensador. La temperatura de condensación del refrigerante es más alta que aquella del sumidero de calor y así, la transferencia de calor condensa el vapor de refrigerante a alta presión en líquido saturado a alta presión. La fuente de calor ha sido enfriada bombeando la energía térmica hacia el sumidero. Condensar el gas refrigerante permite su re-uso al principio del ciclo siguiente. En algunas aplicaciones prácticas es requerido que el condensador enfríe el refrigerante por debajo de la temperatura de condensación, esto es llamado subenfriamiento, y es útil para prevenir la evaporación repentina del refrigerante cuando la presión es reducida en el dispositivo de expansión.

Expansión

Se utiliza un dispositivo de expansión para reducir la presión del refrigerante líquido a un nivel de baja presión, y la temperatura de evaporación del refrigerante por debajo de la temperatura de la fuente de calor.

Refrigeración por absorción

Como se mencionó en la sección 2.1.1, aunque el principio de la refrigeración por absorción fue conocido desde principios del siglo XIX, el primer equipo fue inventado por el ingeniero Francés Ferdinand P.E. Carre, hasta 1860, fue un aparato de absorción intermitente basado en la afinidad química del amoníaco por el agua que produjo hielo a baja escala. En la década de 1890, una gran cantidad de unidades de refrigeración por absorción fueron producidas

para las industrias química y petrolera. El desarrollo de los sistemas de refrigeración por absorción (SRA) disminuyó hasta detenerse para 1911, cuando los sistemas de refrigeración por compresión de vapor se convirtieron en los sistemas principales. Después de la década de 1950 los sistemas de refrigeración por absorción grandes ganaron popularidad, sin embargo, en los 70's la participación de los SRA, cayó rápidamente debido a la crisis del petróleo y así a las regulaciones del gobierno. Durante la última década los SRA han recibido gran atención debido al incremento de los costos de la energía y al impacto ambiental de los refrigerantes, de tal forma que diversas compañías alrededor del mundo se han concentrado en estos sistemas y ahora realizan investigación y desarrollo en ellos, mientras la demanda del mercado incrementa en gran medida. Los sistemas de refrigeración por absorción han experimentado cambios importantes. Este sistema fue el predecesor de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor en el siglo XIX, y los sistemas agua-amoniaco, tuvieron una gran variedad de aplicaciones en refrigeradores domésticos así como en grandes instalaciones industriales en las industrias química y de procesos. Los SRA fueron energizados por vapor o agua caliente generada a partir de gas natural, quemadores de petróleo y calentadores eléctricos. En los 70's el cambio de la combustión directa de petróleo y gas natural dio un golpe a la aplicación de los SRA, pero al mismo tiempo, abrió otras oportunidades tal como el uso de calor derivado de los colectores solares para energizar los sistemas [4].

El concepto de refrigeración por absorción fue bien desarrollado hasta antes de la llegada de los refrigeradores suministrados con energía eléctrica. En las últimas décadas la disponibilidad de electricidad barata, hizo menos populares los sistemas de absorción, sin embargo, hoy las mejoras en la tecnología de absorción, el aumento del costo y el impacto ambiental asociado a la generación de electricidad, están contribuyendo a incrementar la popularidad de los sistemas de absorción. Los sistemas de refrigeración por absorción para aplicaciones industriales y domésticas han atraído gran interés a través de todo el mundo debido a las siguientes ventajas sobre otros sistemas de refrigeración:

- Operación silenciosa
- Alta confiabilidad
- Larga vida de servicio
- Uso eficiente y económico de fuentes de energía de bajo grado (por ejemplo solar, de desecho, geotérmica)
- Implementación más simple

Recientemente ha habido un gran interés en el uso industrial y doméstico de los SRA para satisfacer las demandas de refrigeración y aire acondicionado en forma alterna, debido a la tendencia en el mundo por la utilización racional de las fuentes de energía, la protección del medio ambiente y la prevención del adelgazamiento de la capa de ozono, así como de la reducción de la contaminación [4]. Hay un gran número de aplicaciones en varias industrias donde los SRA son empleados, incluyendo:

- Industria alimentaria
- Industria química y petroquímica
- Unidades de cogeneración en combinación con producción de calor y frío (plantas de tri-generación)
- Sector de esparcimiento (pistas de patinaje)
- HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado)
- Refrigeración y almacenamiento de frío

El ciclo de refrigeración por absorción es un proceso por el cual el efecto refrigerante se produce mediante el uso de dos fluidos, y cierta cantidad de calor de entrada más que electricidad de entrada como en el ciclo de compresión. En los SRA, un fluido secundario es utilizado para re-circular y absorber el fluido primario (refrigerante), el cual cambia de estado líquido a vapor en el “evaporador”. El éxito del proceso de absorción depende de la selección de una combinación adecuada de refrigerante y absorbente. Las combinaciones refrigerante-absorbente más ampliamente utilizadas en sistemas de absorción son amoníaco-agua y bromuro de litio-agua.

La eficiencia del ciclo y las características de operación de un SRA dependen de las propiedades termo-físicas del refrigerante, el absorbente y sus combinaciones. Las propiedades más importantes para la selección de los fluidos de trabajo son la presión de vapor, la solubilidad, la densidad, viscosidad y estabilidad térmica, es necesario conocer esas propiedades para determinar otras propiedades físicas y químicas, así como los parámetros que afectan el desempeño, tamaño y costo del sistema.

Es considerado que un sistema de refrigeración por absorción es similar en cierta medida al sistema de refrigeración por compresión, ya que se utiliza el evaporador, el compresor y la válvula de expansión como es utilizado en un sistema de compresión básico; con la excepción de que el sistema de compresión es reemplazado por tres elementos principales: un absorbedor, una bomba de solución, y un generador.

En la figura 2.1[4] se presenta esquemáticamente un sistema de refrigeración por absorción básico. La solución fuerte, la cual consiste en una mezcla absorbente refrigerante con una concentración alta de refrigerante, es calentada en la parte de alta presión del sistema (el generador), lo cual separa el refrigerante de la solución en forma de vapor. El vapor refrigerante caliente, se enfría en el condensador hasta que se condensa, entonces el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión hacia la parte de baja presión del sistema, el evaporador.

La reducción en la presión a través de esta válvula facilita la evaporación del refrigerante cuyo efecto es la eliminación de calor del medio a enfriar. La solución débil (concentración baja en refrigerante) fluye del generador a través de una válvula de expansión al absorbedor. Después del evaporador el refrigerante va hacia el absorbedor y es absorbido por esta solución débil debido a la fuerte afinidad química de uno por el otro. La solución fuerte se obtiene de

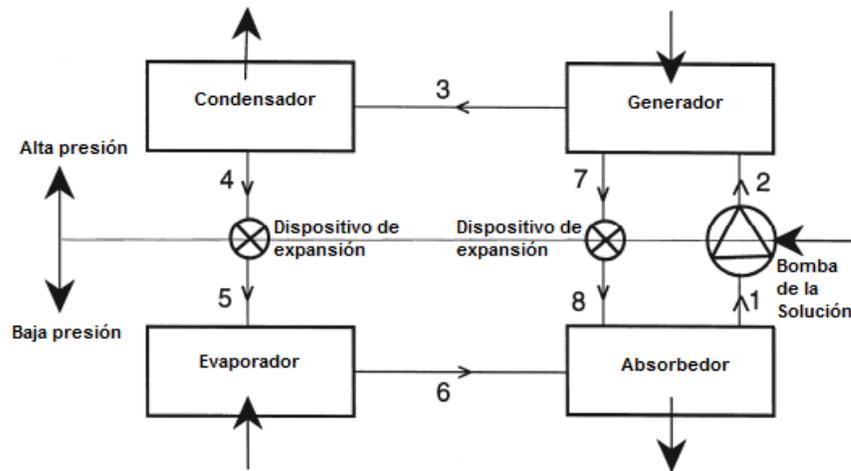


Figura 2.1: Esquema de un sistema de refrigeración por absorción básico

esta forma y es enviada por medio de una bomba de solución al generador, donde es calentada de nuevo y el ciclo continúa.

Refrigeración por adsorción

Adsorción es el proceso por el cual las moléculas de un fluido se fijan sobre las paredes de un material sólido. Las moléculas adsorbidas no experimentan reacciones químicas sino que simplemente pierden energía cuando se fijan en las paredes: la adsorción, el cambio de fase de fluido a adsorbato (fase adsorbida) es exotérmica. Además este proceso es reversible. [60] Para sistemas de adsorción utilizados principalmente en refrigeración o en máquinas de bombeo de calor, se requiere de vapor de refrigerante puro que pueda ser condensado a temperatura ambiente y de un adsorbente micro-poroso con una capacidad de adsorción grande. Los principales componentes de una máquina de enfriamiento adsorptivo son el adsorbedor, el condensador, el evaporador, y una válvula de expansión entre estos últimos dos componentes. El ciclo a grandes rasgos consiste de cuatro etapas: en la primera tanto la presión como la temperatura se elevan, si se trata de un sistema de refrigeración solar, la energía para llevar a cabo esto proviene de la irradiación captada. En la segunda etapa del ciclo se lleva a cabo la separación del vapor de refrigerante del adsorbente, es condensado en el condensador y pasado a través de la válvula, en la tercera etapa se produce el enfriamiento del adsorbedor, mientras que se reducen la presión y la temperatura del sistema. Finalmente en la cuarta y última etapa se evapora el refrigerante en el evaporador, lo que produce el efecto de refrigeración deseado, al tiempo que se adsorbe nuevamente el refrigerante en el adsorbente.

Una vez descrito el principio de funcionamiento del ciclo de adsorción es evidente que este no es continuo y tiene una fase de carga y otra de descarga. El COP de estas máquinas se encuentra por debajo de la unidad y la temperatura de la fuente caliente puede ser inferior a la de las máquinas de absorción. Una de las mezclas más utilizadas en ciclos de adsorción consiste de agua, la cual actúa como refrigerante y sílica-gel que se comporta como adsorbente.

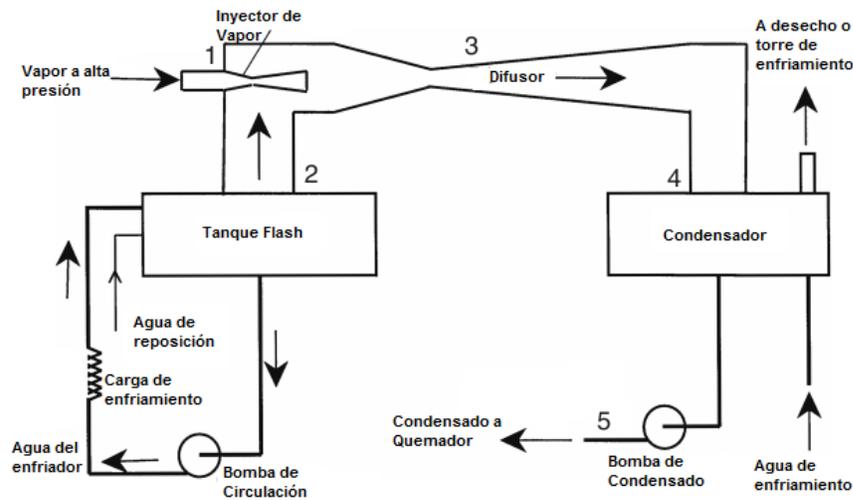


Figura 2.2: Esquema de un sistema de refrigeración por chorro de vapor

Refrigeración por chorro de vapor

En estos sistemas el agua puede ser usada como refrigerante, sin embargo, las temperaturas que pueden ser obtenidas usando agua no satisfacen los requerimientos que exige gran parte de las aplicaciones en refrigeración, pero están en el rango en el cual pueden satisfacer necesidades de aire acondicionado o enfriamiento. Estos sistemas también son utilizados en algunas industrias químicas para varios procesos. Es necesario resaltar que los sistemas de refrigeración por chorro de vapor no son usados cuando se requieren temperaturas por debajo de los 5°C. Las principales ventajas de estos sistemas son la utilización en gran medida de energía de baja calidad, así como el uso de cantidades relativamente pequeñas de trabajo de flecha [4].

Los sistemas de refrigeración por chorro de vapor usan eyectores de vapor para reducir la presión en un tanque que contiene el agua que regresa de un sistema de agua enfriada. El eyector del chorro de vapor utiliza la energía de un chorro de vapor a gran velocidad para atrapar el vapor de un tanque flash y comprimirlo. Evaporar una parte del agua en el tanque reduce la temperatura del líquido.

En la figura 2.2[4] se muestra un ciclo de refrigeración por chorro eyector, donde, el vapor a alta presión se expande mientras fluye a través del eyector 1. Esta expansión causa una caída en la presión y un enorme incremento en la velocidad. Debido a la alta velocidad, el vapor del tanque 2 es arrastrado hacia el vapor a alta velocidad y la mezcla entra al difusor 3. La velocidad es gradualmente reducida en el difusor pero la presión del vapor en el condensador 4 es elevada de 5 a 10 veces más que a la entrada del difusor. Esta mezcla es condensada en el condensador, lo que significa que el calor latente de vaporización es transferido al agua del condensador. El condensado 5 es bombeado de regreso a la caldera donde nuevamente puede ser evaporado a alta presión. La evaporación de una relativamente pequeña cantidad de agua en el tanque flash (o enfriador flash) reduce la temperatura del cuerpo de agua prin-

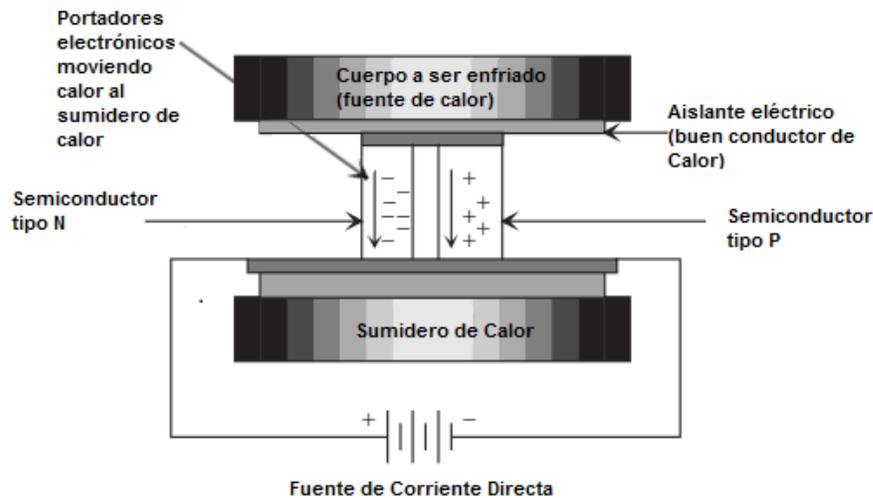


Figura 2.3: Principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración termoeléctrica

cial, el agua enfriada es entonces bombeada hacia el intercambiador de calor de la carga de enfriamiento.

Refrigeración termoeléctrica

Este tipo de sistema es usado para mover el calor de un área a otra por el uso de energía eléctrica. El uso esencial de sistemas termoeléctricos ha sido principalmente en refrigeradores portátiles, enfriadores de agua, enfriamiento de aparatos científicos utilizados en exploración espacial y aviación.

La principal ventaja de este sistema es que no hay partes móviles, por lo que el sistema es compacto, silencioso y requiere servicio de mantenimiento mínimo. Los sistemas termoeléctricos están basados en el efecto Peltier, descubierto en 1834, por el cual una corriente directa aplicada a través de dos materiales semejantes causa un diferencial de temperatura. El módulo termoeléctrico más común es construido usando dos obleas cerámicas con un conjunto de materiales semiconductores entre ellas, el material cerámico a ambos lados del termoeléctrico brinda la rigidez y el aislamiento eléctrico necesarios [4].

El material tipo N tiene un exceso de electrones mientras que el tipo P un déficit, un P y un N forman un par. Los pares termoeléctricos están eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Un módulo termoeléctrico puede contener desde uno hasta varios cientos de pares. Mientras los electrones se mueven del material tipo P al material tipo N a través de un conector eléctrico, los electrones pasan a un nivel energético mayor absorbiendo energía térmica (el lado frío), por el contrario, cuando los electrones fluyen del material tipo N al tipo P, caen a un estado de más baja energía, lo cual lo logran rechazando energía como calor al sumidero de calor (lado caliente). En la figura 2.3[4] se muestra el principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración termoeléctrica.

Refrigeración termoacústica

La refrigeración termoacústica es considerada una nueva tecnología, la cual es capaz de obtener refrigeración sin la necesidad de refrigerantes, de una forma simple y eficiente. Un altavoz o bocina crea un sonido en un tubo vacío, el cual se llena con un gas ordinario. Siendo más específicos, la refrigeración termoacústica utiliza ondas de sonido de alta densidad para transferir calor debido al efecto termoacústico. El proceso utiliza ondas acústicas que permanecen en una cavidad encerrada para generar la compresión y expansión mecánica del fluido de trabajo, necesarias para el ciclo de refrigeración. La técnica tiene el potencial para una operación de alta eficiencia sin la necesidad de líquidos refrigerantes o partes móviles mecánicas. Esos factores hacen que el concepto sea aplicable en dimensiones en la escala de un chip para el manejo térmico de componentes electrónicos.

En la actualidad la eficiencia de los refrigeradores termoacústicos es de 20 a 30 % más baja que los refrigeradores por compresión de vapor. Este hecho se debe en parte a las irreversibilidades intrínsecas del proceso de transporte de calor termoacústico. Dichas irreversibilidades son a la vez aspectos favorables del ciclo, debido a que permiten que la simplicidad mecánica sea posible al reducir o eliminar las partes móviles. Sin embargo, la mayor parte de las irreversibilidades de los refrigeradores termoacústicos actuales es simplemente debida a inmadurez técnica. Con el tiempo, las mejoras en los intercambiadores de calor y otros sub-sistemas deberían reducir la diferencia en la eficiencia. Es posible controlar continuamente la capacidad de refrigeración de un refrigerador termoacústico tal que su salida puede ser ajustada precisamente para variar las condiciones de carga, esto puede guiar a eficiencias más altas que las de los enfriadores convencionales por compresión de vapor, los cuales tienen compresores de desplazamiento constante, por lo que presentan únicamente un control binario (encendido/apagado).

Aunque los refrigeradores termoacústicos no han sido comercializados todavía y son considerados aún en etapa de desarrollo, se sabe que pueden ser utilizados para cualquier tipo de refrigeración. Los refrigeradores termoacústicos convencionales de una etapa operados eléctricamente no son adecuados para aplicaciones por debajo de los -40°C , sin embargo, los refrigeradores de estilo pulso-tubo pueden alcanzar las temperaturas necesarias para licuar aire o gas natural [4].

2.2. Termodinámica Asociada a la Refrigeración

Una máquina térmica es un dispositivo cíclico cuya función principal es convertir energía térmica en energía mecánica, en general, recibe calor de una fuente de energía a alta temperatura, convierte parte de ese calor en trabajo de salida, y rechaza otra parte de calor hacia un sumidero de energía a baja temperatura; la eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende en gran medida de cómo se ejecuten los procesos que constituyen en ciclo. El trabajo neto y la eficiencia del ciclo se pueden maximizar mediante procesos reversibles. En la práctica no es posible lograr procesos reversibles ya que no se pueden eliminar las irreversibilidades asociadas con cada proceso, sin embargo, los ciclos reversibles proporcionan límites

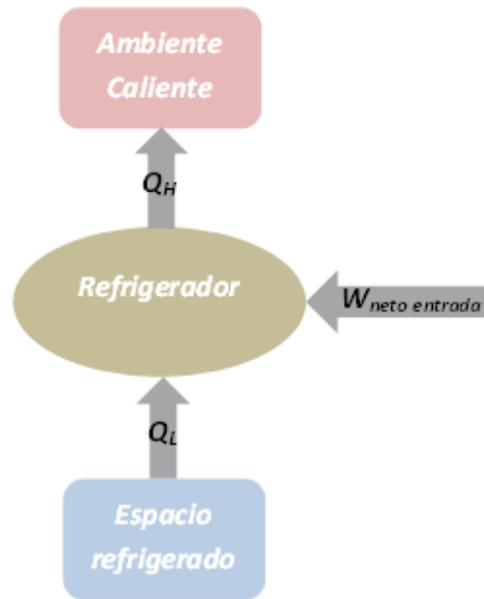


Figura 2.4: Principio general de funcionamiento de un refrigerador

superiores al desempeño de los ciclos reales. Las máquinas térmicas y los refrigeradores que funcionan en ciclos reversibles sirven como modelos con los cuales comparar las máquinas térmicas reales y los refrigeradores reales.

Un refrigerador es el dispositivo cíclico necesario para transferir calor de un medio a baja temperatura hacia otro medio a temperatura mayor. La eficiencia de un equipo de refrigeración se expresa en términos del Coeficiente de operación COP . El objetivo de un refrigerador es eliminar calor (Q_L) del espacio refrigerado, lo cual se logra mediante una entrada de trabajo ($W_{net,entrada}$). Entonces el COP de un refrigerador se puede expresar como se muestra en la ecuación 2.1.

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{net,entrada}} \quad (2.1)$$

El principio de conservación de la energía requiere que se cumpla la ecuación 2.2:

$$W_{net,entrada} = Q_H - Q_L \quad (2.2)$$

Por lo que la relación del COP se convierte en:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (2.3)$$

Existe un enunciado clásico de la segunda ley de la termodinámica que se relaciona con refrigeradores o bombas de calor, y es conocido como el enunciado de Clausius:

Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura. [100]

En otras palabras este enunciado quiere decir que el efecto neto sobre los alrededores de dicho dispositivo, tiene que ver con el consumo de energía en forma de trabajo, además de la transferencia de calor de un cuerpo a otro más caliente, es decir, la operación de dicho dispositivo deja un rastro en los alrededores.

2.3. Ciclos de Carnot y Carnot inverso

El ciclo reversible más conocido probablemente sea el Ciclo de Carnot, propuesto en 1824 por el Ingeniero Francés Sadi Carnot. La máquina térmica teórica que opera en el ciclo de Carnot se llama máquina térmica de Carnot, cuyo ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos que es posible llevar a cabo en un sistema cerrado.

Si se considera un sistema cerrado conteniendo un gas en un dispositivo en un cilindro-émbolo adiabático, con el aislamiento en la cabeza del cilindro de tal forma que pueda ser retirado para poner al cilindro en contacto con depósitos que proporcionan transferencia de calor. Los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son los siguientes:

- Expansión Isotérmica Reversible
- Expansión Adiabática Reversible
- Compresión Isotérmica Reversible
- Compresión Adiabática Reversible

Por ser un ciclo reversible, el ciclo de Carnot es el más eficiente que opera entre dos límites específicos de temperatura. Aún cuando no es posible operar una máquina térmica en este ciclo en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse lo más posible al de Carnot. El diagrama presión-volumen específico del ciclo de Carnot se muestra en la figura 2.5[100].

El ciclo de la máquina térmica de Carnot es totalmente reversible, por lo que todos los procesos de los que se compone se pueden invertir en cuyo caso se convierte en lo conocido como el ciclo de Carnot inverso o el ciclo de refrigeración de Carnot, el cual es el mismo que fue descrito con anterioridad, sin embargo, las direcciones de las interacciones de calor y trabajo se encuentran invertidas: el calor en la cantidad Q_L se absorbe de un depósito a baja temperatura, el calor Q_H se rechaza hacia un depósito a alta temperatura, y es necesaria una cantidad de trabajo de entrada $W_{neto,entrada}$ para llevar a cabo el ciclo.

El diagrama presión-volumen específico del ciclo de refrigeración de Carnot se muestra en la fig. 2.6[100]. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo inverso de Carnot se llama refrigerador de Carnot o Bomba de calor de Carnot, el coeficiente de operación para un

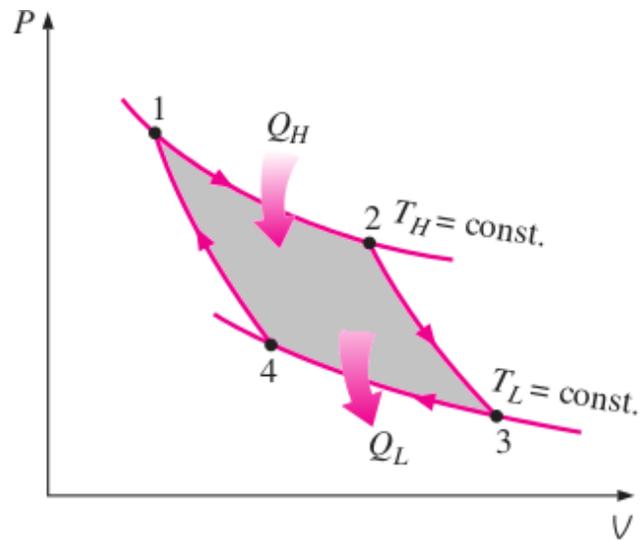


Figura 2.5: Diagrama P-V del ciclo de Carnot

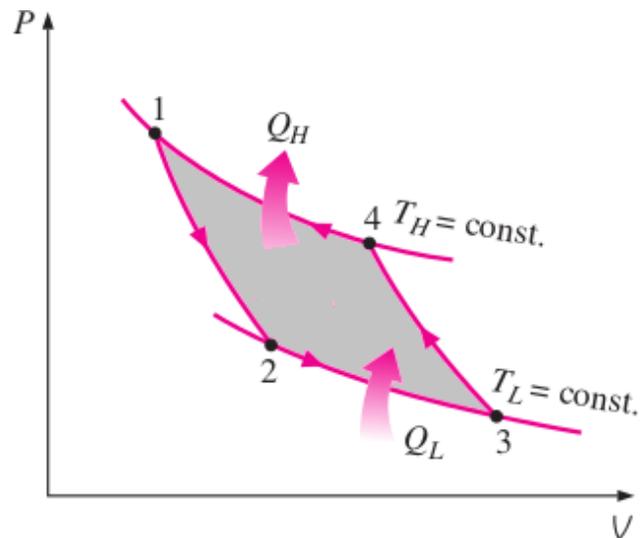


Figura 2.6: Diagrama P-V del ciclo de refrigeración de Carnot

refrigerador fue definido por las ecuaciones 2.1 y 2.3; el COP para una bomba de calor puede obtenerse a partir de la ecuación 2.4.

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} \quad (2.4)$$

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{rev} = \frac{T_H}{T_L} \quad (2.5)$$

Los COP de refrigeradores y bombas de calor reversibles se determinan al reemplazar las razones de transferencia de calor en las ecuaciones 2.3 y 2.4 por los cocientes de las temperaturas absolutas de los depósitos de temperatura alta y baja, como se expresa en la ecuación 2.5, con lo que las relaciones de COP para los refrigeradores y bombas de calor reversibles se convierten en los mostrados en las ecuaciones 2.6 y 2.7:

$$COP_{R,rev} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.6)$$

$$COP_{BC,rev} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.7)$$

Los coeficientes de operación obtenidos por medio de las ecuaciones 2.6 y 2.7 son los más altos que es posible obtener para un refrigerador o una bomba de calor, que operen entre dos límites de temperatura T_L y T_H . Los refrigeradores y bombas de calor reales que operan entre dichos límites, ofrecerán coeficientes de operación menores, es decir que, el COP para un refrigerador o bomba de calor reversible es el valor teórico máximo para los límites de temperatura especificados. Es conveniente observar que ambos COP aumentan cuando la diferencia de temperaturas decrece, es decir, cuando T_L aumenta o cuando T_H disminuye.

Si se considera un ciclo de refrigeración de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante como es mostrado en la fig 2.7[100], es posible ver que en el proceso de 1 a 2 el refrigerante absorbe la cantidad de calor Q_L isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L , se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 mientras que la temperatura se eleva hasta T_H , rechaza la cantidad de calor Q_H isotérmicamente a un sumidero de alta temperatura T_H durante el proceso de 3 a 4 y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 mientras que la temperatura desciende hasta T_L .

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la realidad, dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de la mezcla bifásica en el valor de saturación. Por lo que 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 pueden aproximarse en la práctica, ya que el proceso de 2-3 requiere de la compresión de una mezcla de dos fases, y el proceso 4-1 requiere de la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad. Ambos problemas se resolverían si se ejecuta el ciclo fuera de la campana de saturación, sin embargo, en ese caso se tendría dificultad para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Es por esta razón que el ciclo inverso de Carnot al no poder aproximarse en los dispositivos reales, no se

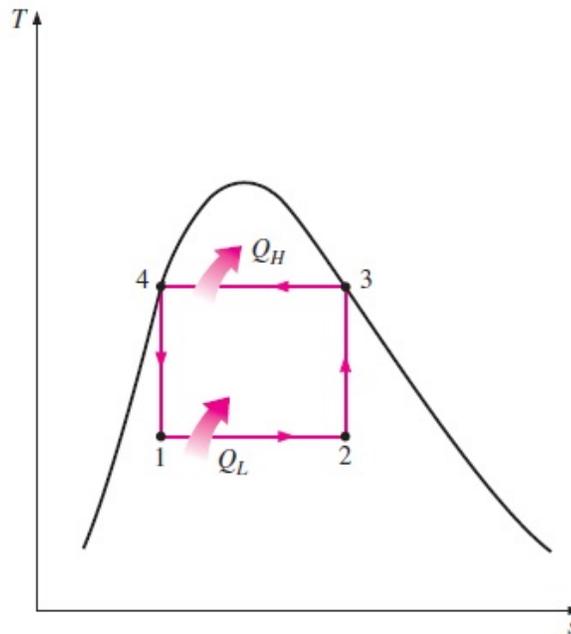


Figura 2.7: Diagrama T-s del ciclo de refrigeración de Carnot

considera como un modelo adecuado para los ciclos de refrigeración, sin embargo, es utilizado como un estándar contra el que son comparados los ciclos reales.

2.4. Refrigeración por Compresión de Vapor

Ciclo Ideal de Refrigeración Por Compresión de Vapor

Una gran parte de los aspectos no prácticos asociados con el ciclo inverso de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante completamente antes de comprimirlo y utilizar un dispositivo de estrangulamiento, al hacer esto, el ciclo resultante es conocido como ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [100]. Este ciclo es mostrado en forma esquemática en un diagrama Temperatura-entropía en la figura 2.8.

Actualmente el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado en refrigeradores, sistemas de aire acondicionado y bombas de calor en general. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

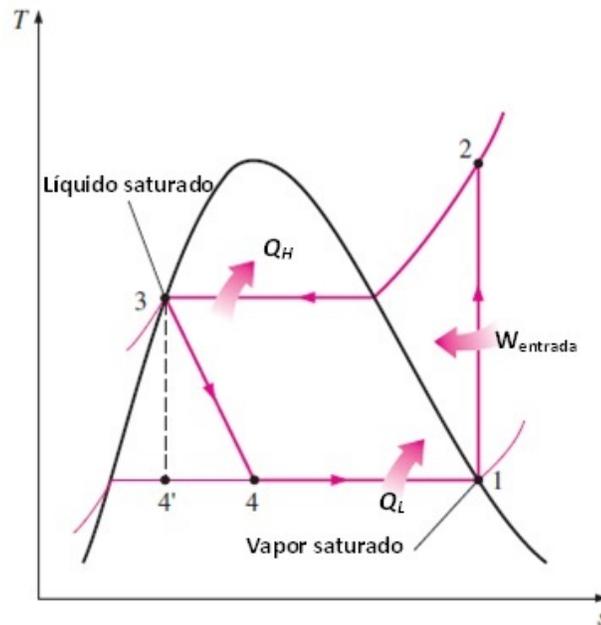


Figura 2.8: Diagrama T-s del ciclo ideal de refrigeración por compresión

Como es posible observar en la fig 2.8[100], en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador, mientras que la temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica hasta un valor relativamente grande en comparación con el medio circundante. Posteriormente el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, el cual se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. Finalmente el refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado para salir del evaporador como vapor saturado y volver a entrar al compresor para reanudar el ciclo.

Ciclo Real de Refrigeración por Compresión de Vapor

El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere del ideal principalmente por las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Las dos causas más frecuentes de irreversibilidad son la fricción en el fluido que causa pérdidas de presión, y la transferencia de calor hacia y desde los alrededores. En el ciclo real el sistema debe ser diseñado de tal forma que el refrigerante sea sobrecalentado ligeramente en la entrada del compresor, lo que asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra en este. Sin embargo, dado que la línea que conecta al evaporador con el compresor es larga, la caída de presión y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser significativas, esto, aunado

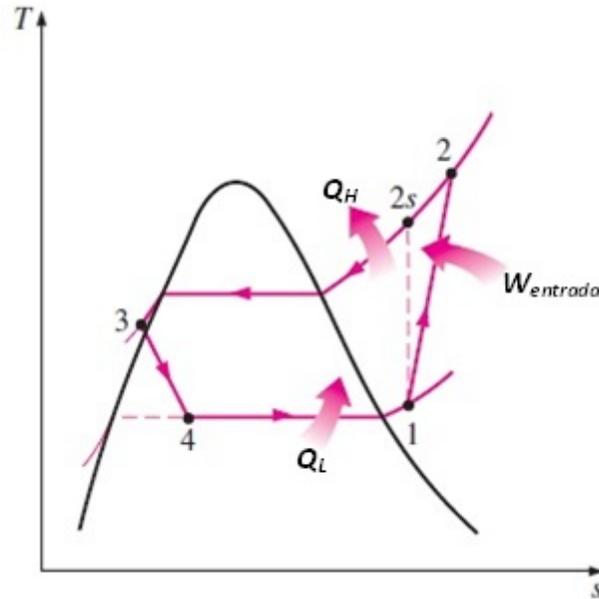


Figura 2.9: Diagrama T-s del ciclo real de refrigeración por compresión

al ligero sobrecalentamiento suministrado, resulta en un incremento del volumen específico, y por consiguiente, en los requerimientos de entrada de potencia al compresor, ya que, el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico [100].

El proceso de compresión real incluye efectos de fricción, por lo que se incrementa la entropía y la transferencia de calor. El proceso de compresión real puede entonces incrementar la entropía del sistema o bien reducirla, dependiendo de la dirección de la transferencia de calor y del efecto predominante. Por otro lado, en el ciclo real es inevitable obtener una caída de presión del refrigerante a su paso por el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de expansión, además de que no se tiene un control tan preciso para que el refrigerante salga del condensador en estado de saturación, y debido a que es indeseable que se envíe el fluido de trabajo a la válvula de expansión sin condensarse por completo, se lleva a cabo un subenfriamiento antes de que el refrigerante entre a la válvula de estrangulamiento. El diagrama temperatura-entropía para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 2.9[100].

2.5. Refrigeración por Absorción

El método de refrigeración por absorción es atractivo cuando se dispone de una fuente de energía térmica barata a una temperatura por arriba de los 100°C . Las fuentes de energía térmica barata incluyen las energías: geotérmica, solar, el calor de desecho en centrales de cogeneración, e incluso el gas natural cuando se dispone de él a un precio relativamente bajo.

2.5.1. Principio de Operación

El principio de este tipo de refrigeración se basa en la afinidad química o absorción de una sustancia conocida como refrigerante por otro medio que se comporta como absorbente. En términos generales este tipo de refrigeración es similar al método de refrigeración por compresión de vapor presentado en la sección 2.4, con la excepción de que se sustituye el compresor mecánico por un conjunto de elementos que son considerados un compresor térmico, ya que su finalidad es elevar la presión del refrigerante por medio de energía térmica, este conjunto de elementos consta principalmente de un absorbedor, un generador, una bomba de solución y una válvula de expansión, con propósitos de ahorro de energía generalmente se incluye un intercambiador de calor denominado economizador, además, en los sistemas que utilizan como mezcla de trabajo amoniaco-agua, es necesario que se incluya un componente adicional denominado rectificador.

Una vez que se eleva la presión del refrigerante en el compresor térmico, el refrigerante se enfría y condensa en el condensador rechazando calor hacia los alrededores, se estrangula hasta la presión del evaporador y, cuando fluye a través de este, absorbe calor del espacio refrigerado evaporando el refrigerante. El refrigerante entra al absorbedor donde se disuelve con el medio absorbente, liberando calor durante el proceso. La cantidad de refrigerante que se disuelve en el absorbente es inversamente proporcional a la temperatura, por lo que es conveniente enfriar el absorbedor para tener una temperatura baja y una mayor cantidad de refrigerante disuelto. Una vez obtenida, la solución líquida rica en refrigerante es bombeada al generador, aquí se transfiere calor de la fuente de energía térmica para evaporar el refrigerante para que continúe con el ciclo, la solución pobre en refrigerante que queda en el generador se regresa al absorbedor, pasando por el economizador donde transfiere una parte de su energía térmica a la solución rica en refrigerante que es bombeada al generador. En el caso de la mezcla amoniaco-agua, donde es incluido el rectificador, este se localiza a la salida del generador, y su función es separar el resto del agua que, debido a la fuerte afinidad con el NH_3 es evaporada junto a este. En la figura 2.10[100] se muestra el ciclo de refrigeración por absorción, el cual, muestra esquemáticamente los componentes descritos utilizando una fuente de energía solar.

Comparados con los sistemas de compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción ofrecen una ventaja importante, ya que éstos requieren de comprimir un líquido y no un vapor, y como fue mencionado en la sección 2.4, el trabajo de flujo permanente es proporcional al volumen específico. El trabajo requerido por los sistemas de refrigeración por absorción es de la escala del 1% del calor suministrado al generador y generalmente es ignorado en los análisis del ciclo [100].

El COP de un sistema de refrigeración por absorción se define como se muestra en la ecuación 2.8:

$$COP_{abs} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{generador} + W_{bomba,entrada}} \quad (2.8)$$

El valor máximo posible para el coeficiente de operación se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible, es decir, que no existe ningún tipo de irreversibilidad,

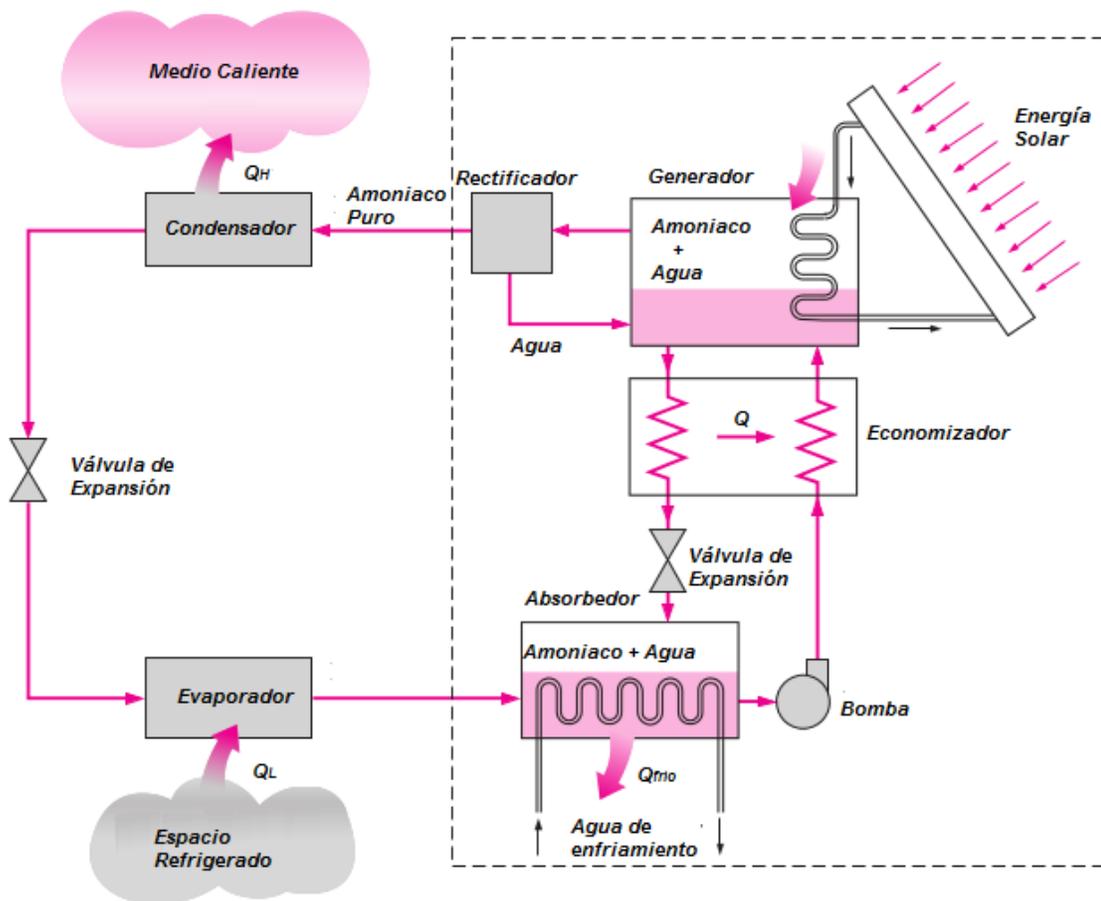


Figura 2.10: Esquema del ciclo de refrigeración por absorción

incluida la transferencia de calor por una diferencia de temperaturas. Para que el sistema de refrigeración por absorción fuera reversible sería necesario que el calor transmitido al generador, se transfiriera a una máquina térmica de Carnot (sección 2.3) y la salida de trabajo de esta se suministrara a un refrigerador de Carnot para que este extrajera calor de un espacio refrigerado. El COP para este sistema reversible es como se muestra en la ecuación 2.9, donde T_0 y T_s son las temperaturas ambiente y de la fuente de calor, respectivamente.

$$COP_{abs,rev} = \frac{Q_L}{Q_{generador}} = \eta_{ter,rev} COP_{R,rev} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.9)$$

Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba una fuente de calor a T_s , extraiga una cantidad de calor a T_L a una temperatura ambiente de T_0 , tendrá un COP menor al determinado a partir de la ecuación 2.9. Los sistemas de acondicionamiento de aire basados en el principio de absorción son denominados enfriadores por absorción y presentan un mejor desempeño cuando la fuente de calor se encuentra a temperatura elevada, además, su capacidad de enfriamiento disminuye con la disminución de la temperatura de la fuente.

2.5.2. Clasificación de los Sistemas de Absorción

Los ciclos de absorción pueden ser caracterizados por el número de efectos, el número de etapas, así como por la mezcla de trabajo utilizada por el sistema.

En el modo de operación de enfriamiento, el número de efectos es igual al número de generadores pudiendo ser:

- De simple efecto (1 generador)
- De doble efecto (2 generadores)
- De triple efecto (3 generadores)

El número de etapas es igual al número de absorbedores en el sistema, con lo que pueden ser clasificados como:

- De simple etapa (1 absorbedor)
- De doble etapa (2 absorbedores)
- De triple etapa (3 absorbedores)

Los sistemas por absorción también pueden clasificarse de acuerdo al par de trabajo refrigerante-absorbente utilizado, el cual depende principalmente de las necesidades de la aplicación para la que es diseñado el sistema. Los pares de fluidos de trabajo más comúnmente utilizados en los sistemas de refrigeración por absorción son el amoníaco-agua (NH_3-H_2O) y el agua-bromuro de litio ($H_2O - LiBr$). Los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan agua como la sustancia refrigerante, tienen aplicaciones que son restringidas a aquellas que no requieren de temperaturas bajas debido al hecho de que a bajas temperaturas el

agua se congelaría en el sistema. Por esta razón, para aplicaciones de refrigeración se utiliza la mezcla NH_3-H_2O , sin embargo, los estudios realizados muestran que este par de trabajo presenta un COP relativamente bajo, es por esa razón que hasta la fecha, se han dedicado numerosos esfuerzos de investigación con el objetivo de proponer pares de fluidos que cumplan las características requeridas por las aplicaciones de refrigeración con un desempeño alto. Cabe mencionar que en la actualidad, existe una extensa cantidad de mezclas de fluidos en investigación, algunas de las que se dispone de más resultados en la literatura son amoniaco-nitrato de litio (NH_3-LiNO_3), amoniaco-tiocianato de sodio ($NH_3-NaSCN$), y amoniaco junto con mezclas de bromuro de litio y diferentes sales orgánicas.

A continuación se presentan algunas de las características más importantes de los pares de trabajo más comúnmente utilizados en ciclos de refrigeración por absorción, junto con una descripción de las características principales de la mezcla NH_3-LiNO_3 , la cual en este caso resulta de mayor interés ya que es la mezcla utilizada por el sistema de aire acondicionado en cuestión.

NH_3-H_2O

Esta mezcla aprovecha la capacidad del agua para absorber amoniaco, la cantidad de vapor de amoniaco que puede ser absorbida y mantenida en una solución acuosa es directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura, de tal forma que es conveniente enfriar el absorbedor. Debido a limitaciones físicas algunas ocasiones no es posible alcanzar un completo estado de saturación en el absorbedor, y la solución que sale de este podría no estar completamente saturada con agua, como lo requeriría su presión y temperatura.

$H_2O - LiBr$

En los sistemas que utilizan la mezcla $H_2O - LiBr$ el agua se comporta como el refrigerante, y tienen una amplia gama de aplicaciones en operaciones de enfriamiento y aire acondicionado y son producidos en capacidades desde las 10 hasta las 1000 toneladas, llegando a la más baja temperatura de evaporación de $4^\circ C$ (a una presión de 0.8 kPa). A pesar de que el COP que presentan estos sistemas se encuentra por debajo de la unidad, la energía barata puede hacer esos sistemas económicamente competitivos. En estos sistemas de refrigeración, la cristalización (solidificación) del bromuro de litio es un problema importante, lo cual causa que las partículas sólidas se asienten bloqueando el flujo en las tuberías lo que interrumpe la operación del sistema. La región de cristalización puede ser vista en los diagramas de presión-temperatura y entalpía-concentración. Con la finalidad de evitar este problema los sistemas son diseñados con unidades de control que mantienen una temperatura de condensación alta.

NH_3-LiNO_3

La mezcla amoníaco-nitrato de litio es una mezcla adecuada para sistemas de refrigeración que utilizan energía solar, el cual no precisa de un elemento rectificador y el ciclo de refrigeración puede operar a temperaturas del generador menores a las que requiere el ciclo que utiliza la mezcla amoníaco-agua. Sin embargo, la transferencia de calor y masa en el absorbedor son limitadas por la viscosidad característica de las soluciones salinas, como lo es la solución NH_3-LiNO_3 .

Al comparar las principales mezclas de trabajo utilizadas en los diferentes sistemas de enfriamiento por absorción, es posible observar que la mezcla NH_3-LiNO_3 comparada a la mezcla NH_3-H_2O presenta una ventaja importante al no requerir del uso de un componente adicional (lo cual reduce el costo total del equipo), en este caso un rectificador, cuya función es separar del amoníaco las partículas de agua que debido a la fuerte afinidad química entre estas sustancias, no fueron separadas de éste en el generador; otra ventaja que presenta la mezcla que utiliza NH_3-LiNO_3 , es que precisa de un suministro de energía térmica en el generador a temperaturas ligeramente menores que aquellas requeridas por la mezcla NH_3-H_2O para producir una potencia de enfriamiento determinada.

Respecto al par de trabajo $H_2O-LiBr$, la principal ventaja de la mezcla NH_3-LiNO_3 es el rango de temperaturas mayor en el que puede operar el sistema, ya que la mezcla $H_2O-LiBr$ está limitada para aplicaciones de aire acondicionado ya que el agua como refrigerante no puede llegar a temperaturas por debajo de los $0^\circ C$ ya que se congelaría en el sistema.

Además de las ventajas técnicas descritas respecto a las soluciones $H_2O-LiBr$ y NH_3-H_2O , el estudio de la mezcla de trabajo NH_3-LiNO_3 resulta atractivo como tema de investigación, ya que ofrece la oportunidad de aportar nuevos conocimientos derivados de la experiencia en la operación de un equipo que utiliza esta mezcla.

Descripción del Sistema de Aire Acondicionado por Absorción

A lo largo del presente capítulo se expone una descripción del equipo de aire acondicionado por absorción evaluado, el capítulo se divide en tres partes: en la primera la descripción incluye los componentes principales y secundarios del equipo de enfriamiento, las conexiones empleadas y los equipos auxiliares utilizados para suministrar los flujos secundarios de agua a condiciones determinadas; la segunda parte describe la instrumentación empleada para la obtención y manejo de datos; en la parte final se detallan los procedimientos adecuados para operar el equipo en forma segura, los cuales incluyen los procedimientos de arranque y paro en forma ordinaria, así como el procedimiento de paro de emergencia.

3.1. Descripción General del Equipo y los Subsistemas

La evaluación del equipo de aire acondicionado se llevó a cabo en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM, ubicado en Temixco Morelos. El equipo se encuentra montado en el laboratorio de la coordinación de refrigeración y bombas de calor del instituto. Como fue mencionado con anterioridad, el equipo funciona bajo el principio de absorción, y opera utilizando la mezcla de trabajo $NH_3 - LiNO_3$, aunque uno de los objetivos es que la fuente de calor que alimenta al generador sea la solar, el equipo por su diseño puede funcionar con una fuente de calor alterna. La operación del equipo de aire acondicionado se puede llevar a cabo en forma continua, ya que tanto el proceso de generación como el de absorción del refrigerante se realizan de manera simultánea.

Estudios previos muestran que para la mezcla de trabajo utilizada, una buena concentración es de 50 % en masa, en este caso, siguiendo tal recomendación el equipo fue cargado con 4.5 kg de NH_3 y la misma cantidad de $LiNO_3$. Los principales componentes que forman parte del sistema de aire acondicionado son: un generador, un absorbedor, un condensador, un economizador, un evaporador, dos válvulas de expansión y una bomba, los cuales son mostrados esquemáticamente en la figura 3.1.

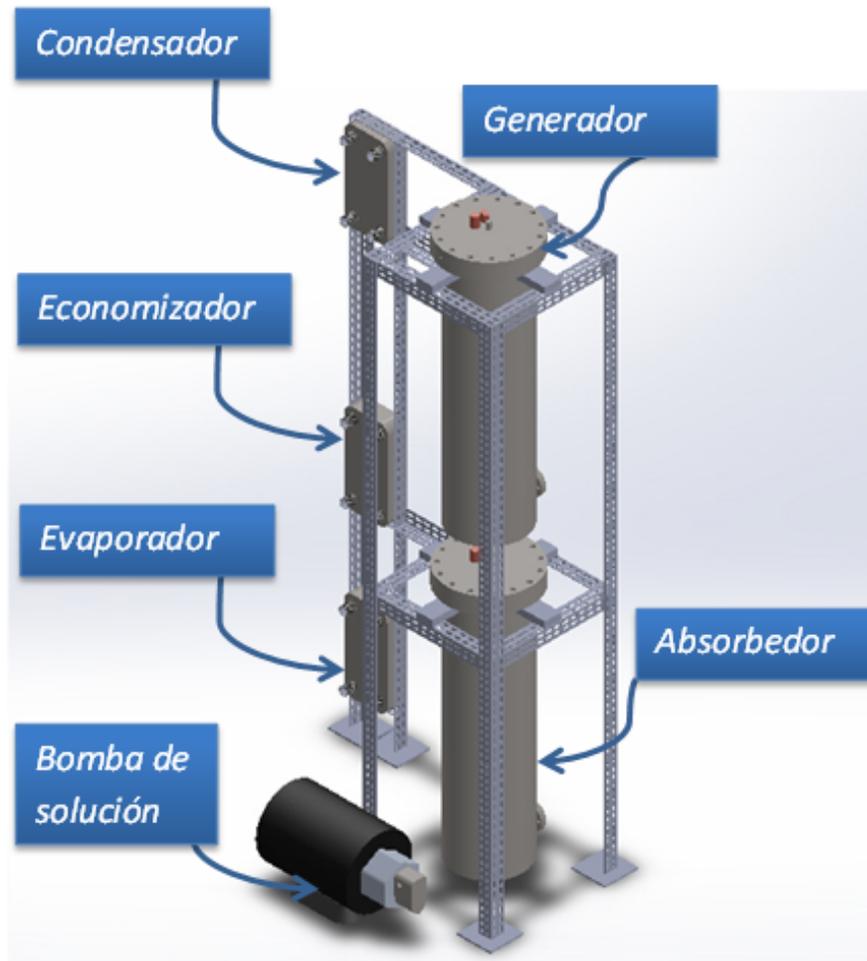


Figura 3.1: Dibujo esquemático del montaje de los componentes principales en el equipo.

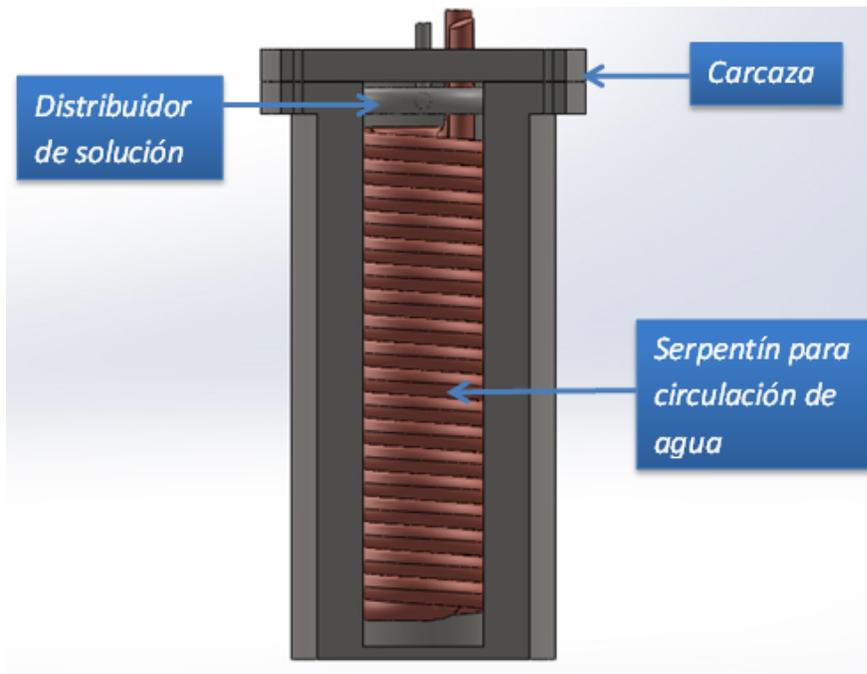


Figura 3.2: Vista de Sección del Generador

3.1.1. Componentes Principales del Sistema

A continuación se describe el funcionamiento de cada uno de los componentes principales que conforman el sistema de aire acondicionado.

Generador

El generador empleado es un intercambiador de calor de película descendente de configuración vertical, el cual está formado por un serpentín helicoidal, un distribuidor y una coraza, la coraza tiene un diámetro de 25.4 cm de diámetro y una altura de 65 cm y el serpentín consta de 18 vueltas, y su capacidad de diseño es de 10.5 kW. Su objetivo es utilizar el calor que le es suministrado de una fuente externa para separar el refrigerante del absorbente, evaporando el primero. Su funcionamiento es el siguiente: el distribuidor se encarga de dosificar el flujo másico de la solución rica en NH_3 que proviene del absorbedor, sobre la superficie exterior del serpentín helicoidal, esta distribución se da en forma de película descendente. El serpentín conduce en su interior agua caliente, la cual, por conducción a través de la pared del serpentín, transfiere parte de su energía térmica al entrar en contacto con la solución a temperatura menor. A medida que se transfiere calor a la solución, gran parte del refrigerante se evapora y abandona el generador por la parte superior, mientras que la solución restante ahora conteniendo una baja cantidad de NH_3 , se acumula en el fondo para posteriormente regresar hacia el absorbedor. En la figura 3.2 pueden ser observados los tres componentes que conforman el generador.



Figura 3.3: Dibujo esquemático del serpentín.

En la figura 3.3, es mostrado el serpentín por el cual se circula agua a alta temperatura en el generador.

Absorbedor

El absorbedor utilizado es también un intercambiador de calor del tipo de película descendente de configuración vertical, de construcción similar a la descrita para el generador, sin embargo, las dimensiones de este son distintas, ya que la coraza tiene un diámetro de 20.3 cm y una altura de 70 cm, mientras que el serpentín consta de 21 vueltas, la capacidad de diseño de este intercambiador es de 10 kW. A pesar de la similitud física entre los componentes, su función dentro del sistema es totalmente distinta. Una vez que la solución pobre en NH_3 proveniente del generador regresa al absorbedor, esta tiene el potencial para absorber el refrigerante puro en estado gaseoso dirigido del evaporador, sin embargo, la reacción de absorción es de tipo exotérmica y es recomendable retirar el calor liberado durante la reacción para aumentar la cantidad de refrigerante absorbido. Nuevamente la solución pobre en NH_3 es dosificada por el distribuidor sobre la pared externa del serpentín en forma de película descendente, el serpentín en su interior conduce agua fría que retira parte del exceso de calor de la solución para permitir una buena absorción. Por su parte, el refrigerante en estado gaseoso entra por la parte inferior del componente, absorbiéndose en la solución a medida que esta pasa a través de la pared del serpentín, para finalmente depositarse en el fondo del absorbedor y posteriormente ser bombeada hacia el generador para continuar con el proceso descrito en la sección 3.1.1. Además, tanto el absorbedor como el generador fueron diseñados tomando en consideración una *mirilla*, que sirve para observar el nivel de solución en cada componente, la cual se puede observar en la figura 3.4.



Figura 3.4: Dibujo esquemático del intercambiador utilizado como absorbedor o generador.

Economizador

El economizador es un intercambiador de calor cuya función principal es mejorar la eficiencia del ciclo mediante el ahorro de energía, la capacidad del usado en el sistema es 2kW. Se encuentra ubicado entre el generador y el absorbedor y maneja dos flujos de solución: un flujo de solución con alta concentración de refrigerante que es enviado del absorbedor al generador mediante una bomba y se encuentra a temperatura media, y un flujo de solución a temperatura mayor que va del generador al absorbedor, con baja concentración de refrigerante. El uso del economizador es justificado por el hecho de que en el absorbedor, el exceso de calor que contiene la solución es no deseado, ya que inhibe la absorción del refrigerante en el absorbente; por el contrario, se desea que la corriente de solución que llega al generador se encuentre a la máxima temperatura posible para que el calor necesario para separar el refrigerante del absorbente sea el mínimo.

Condensador

El condensador es un intercambiador de calor que tiene como finalidad condensar el vapor refrigerante proveniente del generador, esto lo lleva a cabo mediante la transmisión del calor del vapor refrigerante hacia una corriente de agua de enfriamiento. Para este propósito se seleccionó un intercambiador comercial con tecnología de placas marca *Alfa Laval*, tipo *AlfaNova 27-20H*. Las placas en el condensador son de acero inoxidable 316 para uso con amoníaco, el corrugado es de tipo *chevron* a 30° y cuenta con acometidas de 1" de diámetro, la capacidad



Figura 3.5: Intercambiador de placas utilizado para el condensador, economizador y evaporador.

del condensador es de 3.1 kW. En la figura 3.5 es mostrada la configuración de este.

Evaporador

El evaporador es el componente donde se lleva a cabo el efecto de enfriamiento deseado, al igual que el condensador y el economizador, su configuración requiere de dos flujos, en este caso uno de ellos conduce el refrigerante estrangulado en la válvula de expansión, y a contraflujo se conduce la corriente de agua que será enfriada, la reducción en la temperatura de la corriente de agua que entra en el evaporador será utilizada para el acondicionamiento de aire, lo cual es el objetivo final del sistema. El evaporador es un intercambiador de calor que evapora el refrigerante mediante la transmisión del calor de la corriente de agua principal hacia este, lo que resulta en la evaporación del mismo. Para este propósito nuevamente se seleccionó un intercambiador de igual capacidad y tipo que el descrito para el condensador (3.1kW).

Válvulas de Expansión

Las válvulas de expansión son dispositivos cuya finalidad es restringir el flujo, dicha restricción en el flujo implica una pérdida de presión que trae consigo una reducción en la temperatura del fluido. En el equipo descrito se utilizaron dos válvulas de expansión: una de ellas fue colocada en la línea que va del condensador al evaporador, de la marca *Swagelok*, la cual, al reducir la temperatura por la expansión del refrigerante condensado, permite la absorción de calor de parte de este en el evaporador; la otra válvula fue colocada entre el generador y el

absorbedor, donde además de reducir la presión, ayuda a controlar el flujo másico de la solución que entra al absorbedor para facilitar el control del nivel de solución en este componente. En las figuras 3.6 y 3.7 son presentados los tipos de válvulas de expansión utilizadas en el sistema.



Figura 3.6: Válvula de expansión localizada en la línea del condensador al evaporador.



Figura 3.7: Válvula de aguja localizada en la línea que va del generador al absorbedor.

Bomba de solución

La bomba es el dispositivo utilizado para enviar la solución del absorbedor al generador y elevar la presión de este hasta la presión de trabajo del generador. Dadas las características de la solución manejada, en este caso fue necesario utilizar una bomba fabricada con material que no se corroa al entrar en contacto con amoníaco, por lo que cada una de las partes que la conforman deben ser de acero al carbón o de acero inoxidable preferentemente. La figura 3.8 muestra la bomba utilizada para las pruebas montada al motor y este a su vez al equipo.



Figura 3.8: Bomba y motor empleados para circular la solución del absorbedor al generador.

3.1.2. Soporte del Sistema de Aire Acondicionado

Los componentes principales del sistema de aire acondicionado fueron montados sobre una estructura construida de ángulo *PTR* de 1.5". El diseño de dicha estructura se llevó a cabo considerando las dimensiones tanto de los componentes principales descritos con anterioridad, como de la instrumentación necesaria para la medición de los parámetros pertinentes para la evaluación del sistema.

La estructura tiene una altura de 2.2 metros y está dividida en dos secciones, la primera de ellas se destinó para el montaje del generador y el absorbedor, que son los equipos más robustos del sistema, y se compone de 4 tramos de *PTR* colocados en forma vertical, sujetos por 3 marcos cuadrados de 0.38m de longitud por lado, y distribuidos a lo largo de los tramos verticales, uno de ellos en la parte superior y los dos restantes colocados considerando las dimensiones del generador y el absorbedor, ya que estos equipos fueron montados sobre dichos marcos. Los cuatro tramos verticales están soldados cada uno a una base cuadrada, las bases se fijaron al suelo por medio de tornillos para brindar mayor rigidez a la estructura. La segunda sección de la estructura se compone de dos ángulos *PTR* colocados en forma vertical de la misma altura que los de la otra sección, ambas secciones se encuentran unidas mediante tres tramos del mismo material con una longitud de 0.43m. En esta sección fueron montados los tres intercambiadores de calor de placas que actúan como el condensador, economizador y evaporador. En la figura 3.9 se ilustra la estructura del soporte utilizada para montar el equipo de aire acondicionado.

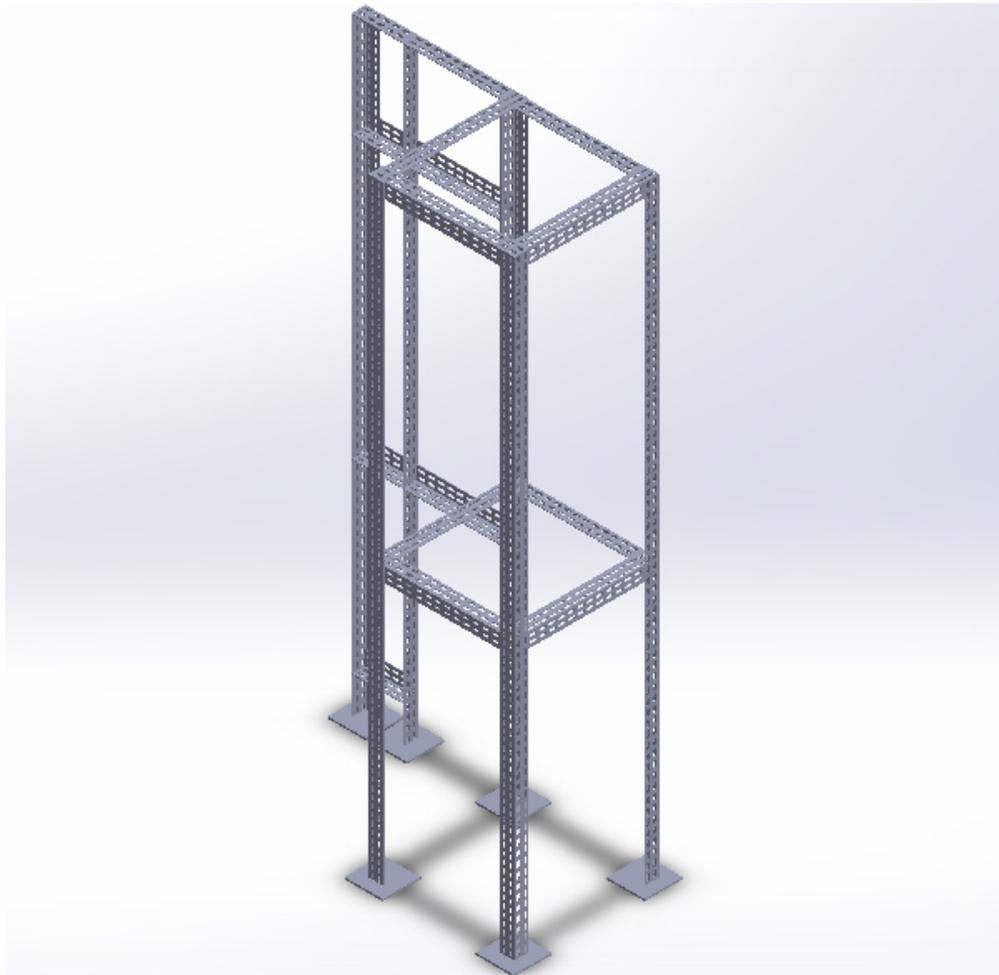


Figura 3.9: Dibujo esquemático de la estructura de soporte del equipo.

3.1.3. Descripción de la Conexión de los Componentes del Sistema de Aire Acondicionado

Es importante resaltar que al realizar la evaluación experimental del equipo de aire acondicionado descrito a lo largo del presente trabajo, tanto el montaje como la conexión de los componentes, habían sido llevados a cabo previamente como parte del trabajo precedente al presente [101], por lo que esta sección se limita a exponer con fines descriptivos lo que en la referencia citada se relata a detalle.

Una vez que se llevó a cabo el armado de la estructura, se procedió a conectar cada uno de los componentes que forman parte del equipo. Cabe mencionar que con la finalidad de dar mayor rigidez al sistema, fueron utilizados soportes extras en los marcos de la armazón principal. Es importante mencionar que cada uno de los tornillos usados en el equipo fue ajustado utilizando doble rondana plana y una de presión, estrategia que brinda una mejor sujeción de los componentes en el soporte.

El montaje fue llevado a cabo en dos etapas, en la primera fueron montados los componentes de mayor peso en el equipo; el generador y el absorbedor, cada uno de los cuales tiene una masa aproximada a los 160 kg, razón por la cual fue utilizado un polipasto para tal efecto; la segunda etapa consistió en el montaje de los componentes de menor dimensión y peso, como son los intercambiadores de calor de placas y la bomba.

Una vez montados los componentes mencionados se procede con la interconexión, los principales medios de interconexión de los componentes del equipo son tubería y accesorios, que incluyen válvulas y conectores para los sensores. Es importante hacer mención que en la interconexión de los componentes se buscó que cada uno de ellos pudiera ser aislado mediante válvulas para facilitar las maniobras de trabajo en los casos en que se requiere brindar cualquier servicio de mantenimiento.

Después de tener los componentes del sistema interconectados, se procedió a realizar la prueba de presión, cuya finalidad es detectar fugas como resultado de conexiones fallidas de los componentes o bien de defectos de fabricación. Enseguida se presentan las recomendaciones consideradas en la referencia [101] para llevar a cabo la prueba de presión al equipo.

Para llevar a cabo la prueba es necesario tener instalado en el sistema un manómetro y un sensor de temperatura que permitan obtener el valor de la presión y la temperatura internas del sistema en cualquier momento que sea requerido. Los pasos seguidos son los siguientes:

- Se llenó de agua todo el sistema (tanto componentes como tuberías), para lo cual es necesario abrir cada válvula.
 - Posteriormente se utilizó nitrógeno para presurizar el sistema hasta una presión considerablemente mayor a la presión de operación, en este caso se presurizó hasta 21 bares.
 - Después de un lapso de tiempo entre 24 y 48 horas, se observó si había en el sistema una caída de presión considerable.
-

- Se recomienda que la lectura del valor de la presión en el manómetro sea tomada a una temperatura similar a la que inicialmente se presurizó el sistema, para evitar que los efectos de dilatación o compresión térmicas afecten la objetividad de la medición.

Una caída en el valor de la presión interna del equipo es un indicador de que existe al menos una fuga, en el caso de que al efectuar la medición de la presión se note que existe una caída representativa en su valor, se procede en la forma descrita a continuación:

- Se detecta la fuga en forma visual.
- Se ajusta la unión o el accesorio causante de fuga, haciendo uso de la herramienta adecuada.
- En caso de que la fuga continúe se debe despresurizar el sistema, desmontar la parte o partes afectadas y analizar a detalle las causas y alternativas para reparar la fuga.
- Una vez montada la parte causante de fuga se debe presurizar nuevamente el sistema para comprobar que la fuga se ha resuelto, en caso contrario repetir el procedimiento.

En la figura 3.10[101] se muestran los componentes del equipo montados e interconectados.



Figura 3.10: Equipo conectado en su totalidad

Conexiones y Accesorios Utilizados

Para la interconexión de los componentes fueron utilizados distintos tipos de tuberías y accesorios que se describen enseguida [101]. En los componentes a través de los cuales

fluye solución líquida se utilizó tubing de 1/2" en acero inoxidable 316 a la entrada y salida de los mismos. Para la entrada y salida de los componentes a través de los cuales fluye vapor refrigerante, se utilizó tubing de 3/4", también en acero inoxidable 316.

Como fue mencionado previamente, para realizar la evaluación del equipo es necesario utilizar distintos tipos de sensores, los cuales fueron colocados a la entrada y salida de los componentes mediante conexiones en cruz en acero inoxidable 316, en total fueron utilizadas 5 unidades de 1/2" NPT y once unidades de 1/4" NPT, además fueron empleadas tres conexiones *tee* de 1/4" y una de 1/2", todas NPT en acero inoxidable 304 [101].

Para el control del flujo másico a través de las tuberías del equipo de aire acondicionado, fueron instaladas 15 válvulas de rosca interna NPT de 1/4" y 3 de 1/2" NPT de acero inoxidable marca *SHARPE*. A su vez, para unir válvulas, conexiones en cruz y *tees*, fueron empleados 38 conectores de rosca externa de 1/2" NPT a 1/2" tubing en acero inoxidable 316, y 7 conectores de rosca externa de 1/2" NPT a 3/4" tubing en acero 316. Las tuercas se ajustaron a 11/4 de vuelta buscando que las férulas sellaran contra el tubo. En cada una de las conexiones roscadas fue aplicada cinta teflón y/o silicón de vacío para reducir la probabilidad de fuga. En la figura 3.11[101] se muestran los accesorios descritos para la conexión del equipo de aire acondicionado.



Figura 3.11: Tipos de accesorios utilizados en la interconexión de componentes y sensores

Como medida de seguridad fueron instaladas dos válvulas de alivio, las cuales fueron localizadas en el generador y en el absorbedor, las válvulas utilizadas son de la marca *Vayremex* modelo 632. La válvula instalada en el generador tiene una presión de apertura de $23\text{kg}/\text{cm}^2$, mientras que la instalada en el absorbedor maneja una presión de apertura de $10\text{kg}/\text{cm}^2$. El objetivo principal de las válvulas es limitar la presión interna experimentada en cada componente para prevenir fallas mecánicas por sobrepresión, liberando el fluido contenido en cada recipiente hasta que se tiene una presión interior menor o igual a la presión de apertura calibrada en cada una de ellas.

Aislamiento Térmico

Una vez que se comprobó que el sistema opera sin fugas, el siguiente paso fue aislar térmicamente los componentes estratégicos para la optimización del funcionamiento del equipo



Figura 3.12: Fotografía del generador y líneas de conducción aisladas térmicamente

de aire acondicionado a través de la minimización de pérdidas de energía térmica. Los componentes que se aislaron fueron el generador, el economizador y el evaporador, así como las líneas de tubería que los conectan. Para tal efecto se utilizó el aislamiento térmico *Armaflex* para tubo de fierro de $7/8''$ de espesor y $1/2''$ de diámetro interno, así como placas de $3/4''$ de espesor; para la fijación del aislamiento fue utilizado pegamento especial, el aislamiento térmico ofrece una conductividad térmica k con un valor $= 0.036W/mk$.

En el caso del generador, el objetivo del aislamiento es prevenir la pérdida de energía térmica a través de las paredes del mismo, ya que es el componente con mayor temperatura del equipo, y al perder calor hacia los alrededores, el calor de generación requerido se incrementa, lo que reduce directamente el COP del equipo.

De la misma forma se espera reducir la transferencia de calor hacia los alrededores, de la línea de tubería que conduce el vapor refrigerante generado al condensador; es cierto que el paso siguiente es retirar calor al vapor en el condensador, sin embargo, es deseable que el calor retirado sea removido por completo por el agua de enfriamiento auxiliar. La línea de conducción del economizador al absorbedor fue aislada por la misma razón, con la finalidad de que el máximo calor posible sea retirado por el agua de enfriamiento auxiliar en el absorbedor, y reducir las pérdidas hacia el aire ambiental. En la figura 3.12 se puede observar el generador, la línea de conducción de vapor hacia el condensador y la línea de suministro de agua caliente al generador aislados.

El objetivo de aislar el economizador es garantizar que sea transferida la mayor parte de calor posible de la línea que conduce solución a alta temperatura del generador al absorbedor, a la línea que conduce solución a baja temperatura del absorbedor al generador, para

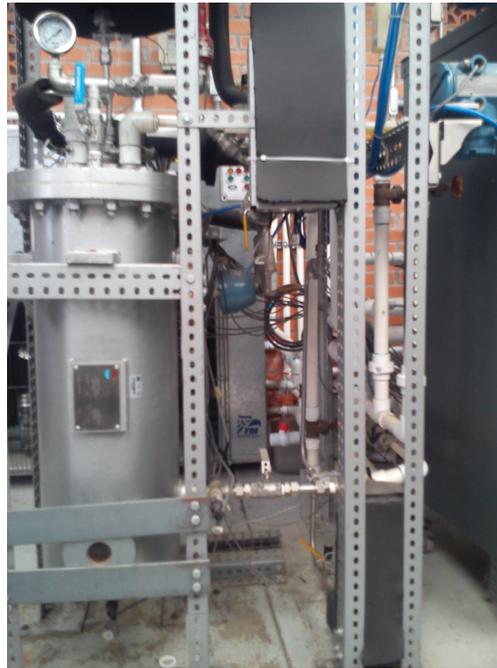


Figura 3.13: Fotografía del economizador y evaporador aislados térmicamente

maximizar el COP del sistema.

Para el caso del evaporador el aislamiento fue considerado desde la salida de la válvula de expansión, esto con el objetivo de que al bajar su temperatura por efecto de la expansión, el refrigerante no gane energía térmica del exterior. En la figura 3.13 se muestra el economizador, el evaporador y la línea del economizador al absorbedor después de ser aislados térmicamente.

3.1.4. Descripción de los Sistemas Auxiliares

Además del flujo de agua que se pretende enfriar, el equipo de aire acondicionado requiere de dos flujos de agua auxiliar. El primero de los flujos es el necesario para suministrar la energía térmica requerida para separar el refrigerante del absorbente en el generador, por lo tanto, se trata del flujo que maneja mayor temperatura en todo el sistema, este flujo es suministrado por la fuente de energía térmica con que funcionará el sistema. El otro flujo de agua auxiliar es el requerido para retirar el calor que se debe disipar en el condensador y en el absorbedor, el cual es suministrado generalmente por agua corriente que se encuentra a la temperatura ambiente del lugar donde opera el sistema.

Una evaluación completa del equipo de aire acondicionado requeriría valorar su desempeño en zonas climáticas que ofrezcan distintas condiciones de operación, de esta forma se podría estar en condiciones de predecir su desempeño en función del coeficiente de operación para cada lugar en particular. Sin embargo, ya que no es viable evaluar el equipo experimentalmente en una cantidad de zonas climáticas que permita caracterizar su funcionamiento

adecuadamente, es necesario recurrir a sistemas auxiliares que permitan simular en forma experimental las condiciones climáticas relevantes de distintos lugares, principalmente la temperatura ambiente y la temperatura de generación, que en el caso de una fuente de energía solar depende directamente del recurso disponible en cada localidad.

Para suministrar los dos flujos de agua necesarios fueron utilizados dos sistemas auxiliares principales; el primero de ellos es el sistema de calentamiento que se encarga de suministrar el agua que proporciona la energía térmica de entrada en el generador, el otro sistema es el sistema de condensación que se encarga de suministrar el agua necesaria para el rechazo de calor en el absorbedor y para la condensación del vapor refrigerante, visto de otra forma, este sistema simula la temperatura ambiente a la cual estaría el agua en distintas zonas climáticas. Además de los sistemas auxiliares principales, se cuenta con un sistema para el suministro del agua que va a ser enfriada por el equipo. Los sistemas auxiliares se describen a continuación.

Sistema de Calentamiento

El sistema de calentamiento consiste de un sistema de transferencia de calor comercial marca *Chromalox* como el mostrado en la figura 3.14[101], y consiste en un tanque de almacenamiento con una capacidad superior a los 2250 litros, un cárcamo de almacenamiento, una resistencia controlada electrónicamente y una bomba que se encarga de circular el líquido caliente hacia el equipo. Una vez que es retirada una cantidad de calor determinada al agua en el generador, esta regresa al tanque de almacenamiento a una temperatura inferior para después pasar al cárcamo de almacenamiento, cuando los sensores en el cárcamo detectan que la temperatura del agua se encuentra fuera de un rango específico, se activa una resistencia térmica, que suministra calor e incrementa nuevamente la temperatura del agua para que esta sea regresada de nuevo al equipo, la resistencia térmica es de la marca *Hubbell* modelo *V624R – XX* con una potencia de 24kW.

Sistema de Condensación

El sistema que acondiciona y suministra el agua encargada de disipar el calor en el condensador y en el absorbedor, se compone de un enfriador o *chiller* comercial marca *Transfer Maker* que se muestra en la figura 3.15, un intercambiador de calor y una bomba mostrados en la figura 3.16 y un tanque de almacenamiento que se puede observar en la fig 3.17. El sentido de flujo es el siguiente: una vez que el agua ha ganado energía térmica a través de su paso por el equipo de aire acondicionado, pasa directamente a través de un intercambiador de calor tipo radiador donde es transferida al ambiente una porción de la energía térmica ganada, después es enviada al enfriador para que se reduzca su temperatura hasta el valor de la temperatura específica a la que se pretende condensar. Una vez enfriada, el agua se transfiere al tanque de almacenamiento cuya finalidad es conservar un tiempo mayor la masa de agua a la temperatura deseada, para posteriormente enviarla mediante una bomba al equipo de aire acondicionado y volver a comenzar el ciclo. Ya que el rango de temperaturas de condensación abarca temperaturas por debajo y por arriba de la temperatura ambiente, para llevar el agua hasta temperaturas superiores a la ambiente no es posible utilizar el enfriador, por lo que en el



Figura 3.14: Fotografía del sistema comercial utilizado para controlar la temperatura de generación durante la evaluación

tanque de almacenamiento se consideró la instalación de una resistencia térmica controlada electrónicamente, similar a la descrita para el sistema de calentamiento en la sección anterior.



Figura 3.15: Fotografía del equipo enfriador utilizado en el sistema de acondicionamiento del agua de condensación.



Figura 3.16: Fotografía del radiador y la bomba utilizados en el sistema de acondicionamiento del agua de condensación.



Figura 3.17: Fotografía del montaje del tanque de almacenamiento utilizado en el sistema de acondicionamiento del agua de condensación.

3.2. Descripción de la Instrumentación, Calibración y Adquisición de Datos

3.2.1. Instrumentación

Para evaluar el desempeño del equipo de aire acondicionado fue necesario hacer uso de equipo de instrumentación para determinar cuantitativamente los parámetros relevantes para el análisis del comportamiento del sistema, dichos parámetros son principalmente temperaturas, presiones y flujos máscicos, los cuales fueron obtenidos en puntos estratégicamente determinados para permitir un análisis objetivo del comportamiento del sistema de forma integral, esto es, considerando además del equipo de refrigeración, los sistemas auxiliares utilizados durante la operación del equipo. Para la medición de los parámetros relevantes al análisis se utilizó equipo de última generación con gran precisión y exactitud en la medición. Los instrumentos utilizados para la instrumentación del equipo se mencionan a continuación.

- 23 sensores de Temperatura tipo RTD (PT1000)
- 4 sensores de presión tipo piezoeléctrico
- 3 sensores de flujo máscico tipo élite coriolis
- 4 sensores de flujo volumétrico tipo propela

Los sensores de temperatura tipo RTD (detector de temperatura por resistencia) tienen un rango de utilización de 0 a 800°C, sin embargo, para los sensores con salida a cable, la temperatura máxima recomendable es 300°C. Los sensores de presión tipo piezoeléctricos operan en un rango que va de 0 a 500 psig. En el caso de los sensores de flujo máscico tipo élite coriolis ofrecen un flujo nominal cercano a 22 *kg/min* y un caudal máximo cercano a los 36 *kg/min*. Los sensores de flujo volumétrico tipo propela son sensores de bajo flujo que miden de aproximadamente 2.5 hasta 18.9 litros por minuto.

Cada uno de los sensores de presión, temperatura y flujo máscico, fueron calibrados para asegurar la objetividad de los datos obtenidos y proceder con el análisis de los mismos con una alta confiabilidad. La calibración no es más que un procedimiento de comparación entre el valor medido en este caso por un instrumento y el valor que debería medir de acuerdo con un patrón de referencia conocido.

El sistema de refrigeración integrado por el equipo de enfriamiento y los sistemas auxiliares de calentamiento y condensación, maneja tres corrientes internas referentes a solución diluída, solución concentrada y refrigerante; mientras que cuenta con cuatro corrientes externas que incluyen las corrientes de agua de enfriamiento en el condensador y en el absorbedor, la corriente de agua caliente suministrada al generador y la corriente de agua refrigerada por el sistema en el evaporador.

Enseguida se presenta la ubicación de los sensores en el sistema de refrigeración, descrita a detalle en [101].

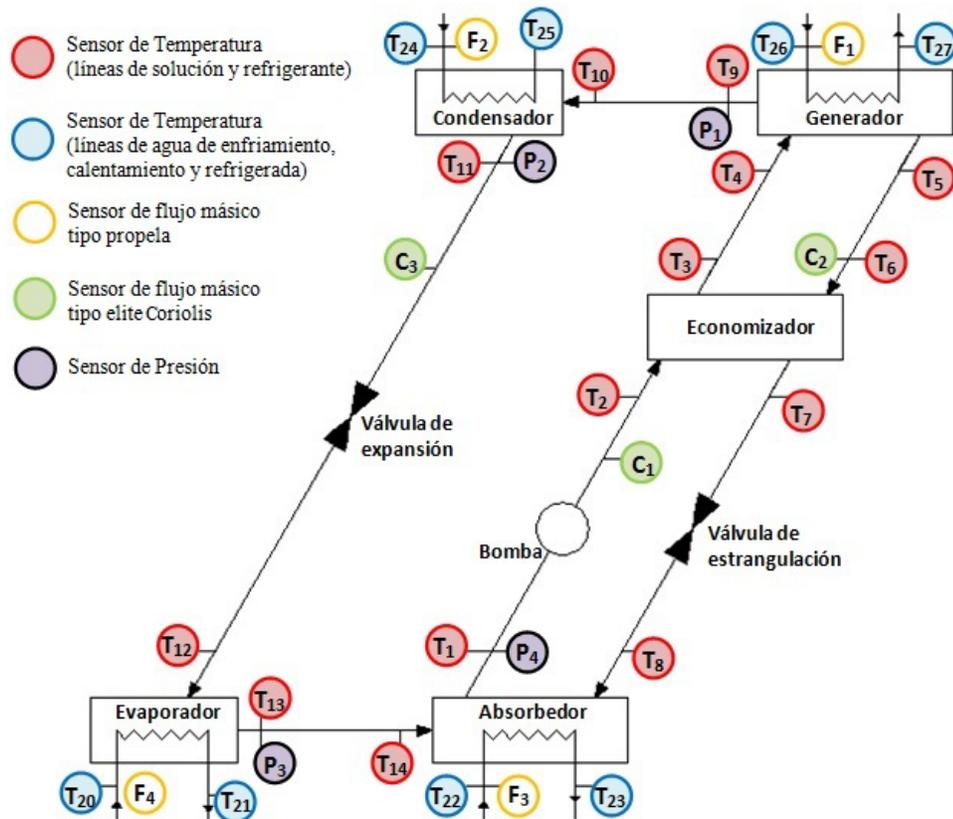


Figura 3.18: Diagrama de la ubicación y nomenclatura de los sensores utilizados en el equipo.

En el generador, para la corriente interna fueron instalados 3 sensores de temperatura y 1 sensor de presión, los cuales registran la temperatura de entrada y salida de la solución, que en el diagrama presentado en la figura 3.18[101] son representados por T_4 y T_5 , y la presión de vapor a la salida del generador P_1 y T_9 respectivamente. Para la corriente externa en el generador se utilizaron dos sensores de temperatura y uno de flujo másico, los cuales registran las temperaturas a la entrada y salida del agua y su flujo másico, cuyos valores son necesarios para obtener el coeficiente de operación externo, la nomenclatura designada para tales sensores en el diagrama es T_{26} , T_{27} y F_1 .

Para el condensador y el evaporador, en la corriente interna se utilizaron dos sensores de temperatura y uno de presión, para el condensador los sensores T_{10} , T_{11} y P_2 , registran las temperaturas de entrada y salida del refrigerante, así como la presión a la salida; los sensores T_{12} , T_{13} y P_3 hacen lo mismo para el caso del evaporador. Para la corriente externa se utilizaron dos sensores de temperatura y uno de flujo másico, los cuales miden las temperaturas a la entrada y salida así como el flujo para el agua de enfriamiento, sensores T_{24} , T_{25} y F_2 en el caso del condensador, y T_{20} , T_{21} y F_4 para el evaporador.

En el absorbedor fueron instalados tres sensores de temperatura y un sensor de presión para la corriente interna, los sensores T_{84} y T_{14} registran las temperaturas de entrada para la solución concentrada y para el refrigerante, mientras que los sensores T_1 y P_4 miden el valor de la temperatura y presión a la salida de la solución diluída. Para la corriente externa se consideraron dos sensores de temperatura y uno de flujo másico T_{22} , T_{23} y F_3 los cuales miden las temperaturas a la entrada y salida, así como el flujo másico del agua de enfriamiento.

En el economizador fue requerido el uso de cuatro sensores de temperatura, dos que registran la temperatura de entrada y salida de la solución diluída representados en el diagrama como T_2 y T_3 , y dos que hacen lo mismo para la solución concentrada, sensores T_6 y T_7 .

Para medir el flujo másico de las corrientes internas fueron utilizados tres sensores élite tipo Coriolis, uno de ellos mide el flujo de la solución diluída en la línea que va del absorbedor al economizador y es representado en el diagrama como C_1 ; otro que registra el flujo de la solución diluída que regresa del generador al economizador C_2 ; y un tercero que mide el flujo de refrigerante C_3 , ubicado entre el condensador y el evaporador.

3.2.2. Adquisición de Datos

Para la obtención de la base de datos proporcionada por los sensores, se utilizó un programa desarrollado previamente [101], para lo cual fue utilizado el software *Agilent VEE Pro 9.3*, a través del cual se incluyó cada uno de los sensores distribuidos en el sistema de refrigeración junto con la respectiva ecuación de ajuste, obtenida como resultado del proceso de calibración.

Una de las ventajas ofrecidas por el software *Agilent VEE Pro 9.3*, es que se puede observar en tiempo real el comportamiento de las variables de interés, en este caso, de los valores registrados por los sensores. En la configuración con que se realizaron las mediciones, cada diez segundos fueron almacenados los valores de cada una de las variables en una base de datos con extensión *.dat*, los datos posteriormente fueron exportados a una hoja de cálculo para su procesamiento.

Cada intervalo de tiempo son almacenadas 34 variables, 23 de las cuales corresponden a sensores de temperatura, 4 de ellas son datos de presión y 7 de flujo másico. Una vez elaborado el programa, el paso siguiente es la conexión de cada instrumento de medición en su respectivo canal en la *tarjeta multiplexora*.

Todos los sensores utilizados en el equipo fueron conectados a un sistema de adquisición de datos marca *HP* modelo 34567890, el sistema cuenta con dos tarjetas multiplexoras, cada una de las cuales cuenta con 20 canales de lectura, es decir, en total se tiene una capacidad de medición de 40 variables. El sistema está conectado a una computadora en cuya memoria son almacenados los datos obtenidos.

3.3. Descripción del Protocolo de Operación del Equipo

La evaluación del equipo vista en el sentido de la seguridad personal, puede ser entendida como una serie de prácticas experimentales que conllevan cierto riesgo por tratarse con

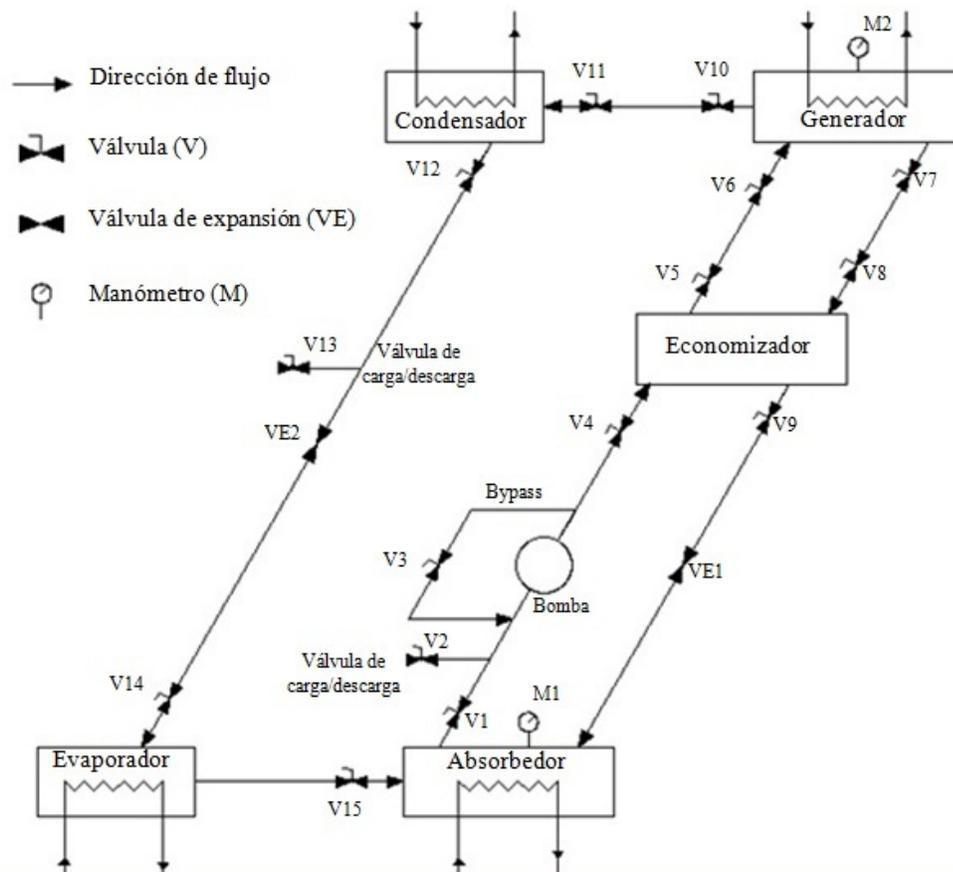


Figura 3.19: Diagrama de la ubicación de las válvulas y manómetros utilizados en el equipo de enfriamiento.

presiones y temperaturas relativamente altas. Para minimizar este riesgo al llevar a cabo cualquier práctica experimental es necesario establecer un protocolo de operación del sistema, el cual se describe enseguida.

En la figura 3.19[101] se muestra esquemáticamente un diagrama donde son ubicadas las válvulas e indicadores de presión que cualquier operador del equipo conocer y ubicar previo a la puesta en marcha del equipo para garantizar el control y la seguridad tanto del equipo como del operador.

Enseguida se presenta la metodología a seguir para los casos de arranque y paro en condiciones normales de operación, así como el procedimiento de paro de emergencia del sistema de refrigeración.

3.3.1. Procedimiento de arranque

Para iniciar la operación del equipo de aire acondicionado se deben seguir los pasos descritos a continuación:

- Alimentar eléctricamente el regulador de corriente, las fuentes de voltaje, el adquirente de datos y la computadora
 - Ejecutar el programa de adquisición de datos en la computadora
 - Revisar que se encuentren cerradas las válvulas: VE1, VE2, V1, V2, V3, V4, V9, V11, V12, V13, V14 y V15
 - Las válvulas V5, V6, V7, V8 y V10 siempre deben estar abiertas.
 - Encender el sistema de calentamiento y establecer una temperatura de generación (T_G), se debe considerar que la temperatura de generación establecida debe ser superior a la requerida en el generador ya que el sistema de calentamiento no se encuentra junto al equipo de enfriamiento y habrá pérdidas en la conducción a través de la tubería, a partir de la experimentación se notó que para el intervalo de temperaturas de generación manejado las pérdidas en la tubería son del orden de los 6°C. Se recomienda además precalentar el agua auxiliar de calentamiento en el tanque a la temperatura deseada para lograr reducir la variación de las mediciones, y obtener lo más cercano a un estado estacionario, para esto es necesario circular el agua de calentamiento en un circuito que no incluya el equipo de enfriamiento.
 - Una vez que se logra una temperatura uniforme en el sistema auxiliar, se deben abrir las válvulas que permiten su paso a través del generador y establecer el flujo másico deseado.
 - Encender el sistema de enfriamiento y establecer la temperatura de condensación deseada, igualmente es recomendable mantener la masa de agua auxiliar a la temperatura deseada para obtener una temperatura constante del agua auxiliar de condensación.
 - Abrir las válvulas que interconectan el sistema de condensación con el equipo de enfriamiento y establecer el flujo másico deseado.
 - Encender el sistema de bombeo del agua a refrigerar y establecer el flujo másico deseado.
 - Iniciar el programa de adquisición de datos
 - Abrir las válvulas V1, V4 y V9
 - Encender la bomba de solución
 - Una vez encendida la bomba de solución, durante el tiempo que dure la experimentación deben ser controlados los niveles de solución en cada componente, con la finalidad de que no se envíe al generador más solución de la que regresa al absorbente, ya que esto eventualmente provocaría que no haya solución en la succión de la bomba, lo que afectará definitivamente este componente. El monitoreo del nivel de solución en el
-

absorbedor y en el generador se lleva a cabo en forma visual, a través de la mirilla que se dejó para tal efecto en cada componente. El control de dicho nivel se logra regulando la apertura de la válvula que permite el paso de la solución diluída del generador al absorbedor (válvula VE1), de tal forma que se cumpla el balance de masa descrito en la sección 4.1 para el control del nivel del generador.

- Además deben revisarse las presiones experimentadas por el absorbedor y el generador y controlarlas mediante las válvulas V11, V12, V14, V15 y VE2

3.3.2. Procedimiento de paro

Una vez que se realizaron las pruebas experimentales deseadas, se procede con el procesamiento descrito a continuación.

- Detener el sistema de adquisición de datos y guardar los datos generados por el adquirente.
- Apagar el sistema de calentamiento y cerrar las válvulas que lo comunican con el generador del equipo de enfriamiento
- Apagar la bomba de solución y la bomba de agua del evaporador
- Lo ideal es que los niveles de solución en el generador y en el absorbedor sean visibles a través de las mirillas en cada componente. La válvula VE1 controla el flujo de solución de retorno al absorbedor
- Cerrar las válvulas V11, V12, V14, V15, V1, V4, V9, VE1 y VE2
- Apagar la computadora, el sistema adquirente de datos y todas las fuentes de voltaje
- Apagar el sistema de enfriamiento y cerrar las válvulas que lo comunican con el sistema de refrigeración

3.3.3. Procedimiento de Paro de emergencia

Los dos casos normales de emergencia que pueden suceder durante la operación del sistema son fugas o sobrepresiones, para ambos casos se detallan las acciones a seguir a continuación.

Sobrepresiones

En caso de una sobrepresión en el sistema de refrigeración se debe proceder como se detalla a continuación.

- Apagar de forma inmediata el sistema de calentamiento y cerrar las válvulas que lo comunican con el equipo de enfriamiento
-

- Apagar la bomba de solución
- Cerrar las válvulas V6, V7 y V10 para aislar el generador
- Cerrar las válvulas V1, V9, V15 y VE1 para aislar el absorbedor
- Dejar encendido el sistema de enfriamiento para que ayude a reducir la presión mediante la disipación de calor

Fugas

En caso de detectar una fuga en el sistema de refrigeración se debe proceder de la forma siguiente.

- Proceder a detener la operación del sistema de enfriamiento según se describió en la sección 3.3.2
 - Detectar el lugar de la fuga en forma visual, para hacerlo se puede recurrir al uso de mechas de azufre. Para hacer esto se debe prender fuego a una mecha y pasarla por la zona del equipo donde se supone se encuentra la fuga, debido a que el amoníaco reacciona con el azufre, en el lugar de la fuga se producirá un humo blanco, el cual será el indicador de la misma.
 - Una vez identificado el lugar de la fuga se debe proceder a aislar el lugar de fuga cerrando las válvulas más cercanas a este
 - Si la fuga se encuentra en la unión de dos conectores roscados, es posible que se pueda reparar simplemente ajustando la unión con la herramienta adecuada, esto depende en gran medida de la magnitud de la fuga
 - Si la parte que fuga es una válvula, es probable que el vástago se encuentre flojo, por lo que una posible solución es ajustar el vástago
 - Si al seguir las recomendaciones de los dos últimos puntos la fuga continua, se debe desmontar y reemplazar la parte afectada
-

Evaluación Experimental

El presente capítulo consta de dos secciones principales, en la primera se describen las condiciones de operación así como la metodología empleada para llevar a cabo la evaluación experimental del equipo de aire acondicionado; en la parte final se muestran los resultados de la evaluación en forma de gráficas, a la vez que se analiza el comportamiento de las diversas variables presentadas, esta sección se divide en tres subsecciones, en la primera se presentan los resultados obtenidos con base en datos característicos de los flujos externos, es decir, los flujos auxiliares de agua en el generador, absorbedor, condensador y evaporador; posteriormente se analizan los resultados obtenidos considerando únicamente los datos característicos de los flujos internos, es decir, los datos para los flujos de refrigerante y mezcla refrigerante-absorbente, finalmente se presenta una comparación de los coeficientes de operación internos y externos.

4.1. Descripción de la metodología para la evaluación

El objetivo de la evaluación experimental del equipo de aire acondicionado, es caracterizar su funcionamiento bajo distintas condiciones de operación para ser capaces de determinar principalmente los coeficientes de operación del equipo como un todo, sin embargo, también resulta de utilidad para conocer el desempeño particular de cada componente, y de esta forma, estar en condiciones de proponer cambios en el diseño que mejoren su funcionamiento. En este capítulo el análisis se centra en el funcionamiento del equipo como un todo, omitiendo el análisis de cada componente.

Para evaluar el equipo bajo distintas condiciones de operación, fue necesario hacer uso de los sistemas auxiliares descritos en el capítulo anterior. Una prueba experimental consistió en establecer una temperatura de generación y variar la temperatura de condensación en un rango que va desde los 18°C a los 36°C, estableciendo temperaturas de condensación cada 2°C. Las temperaturas de generación fueron establecidas en 85°C, 90°C, 95°C, 100°C y 105°C, obteniendo un total de 50 corridas experimentales (una por cada punto analizado). Las condiciones de operación restantes a las cuales fueron realizadas las pruebas fueron:

- Un flujo de agua de calentamiento en el generador cercano a 15 kg/min.
- Un flujo de agua en el condensador, absorbedor y evaporador cercano a 5 kg/min.

Para cada una de las pruebas se comenzó por precalentar el tanque de almacenamiento de agua caliente hasta la temperatura de generación correspondiente, sin circular el agua caliente por el equipo, para esto se hizo uso de llaves de paso instaladas y de un circuito de tubería diseñado para tal efecto; ya que en todas las pruebas la temperatura del agua de generación fue más grande que la temperatura ambiental, se registraron pérdidas de calor considerables a pesar de que las tuberías están aisladas, por lo cual fue necesario sobrecalentar el agua de calentamiento aproximadamente de 5 a 6°C. Al mismo tiempo se llevó a cabo el acondicionamiento del agua auxiliar de condensación hasta una temperatura cercana a la deseada; contrario a lo sucedido con el agua de calentamiento, la temperatura del agua de condensación estuvo por debajo de la temperatura ambiental, propiciando una ganancia de energía térmica no deseada en el agua, por lo cual fue necesario reducir la temperatura del agua un par de grados por debajo de la temperatura deseada a la entrada del equipo.

Es importante hacer mención que en cada una de las pruebas se realizó el correspondiente montaje, desmontaje y limpieza de la bomba de solución utilizada para prolongar su vida de servicio.

Una vez que la bomba y los sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento presentaron las condiciones deseadas para la operación del equipo se procedió con la prueba.

Cada una de las pruebas se comenzó estableciendo la temperatura de generación correspondiente y una temperatura de condensación de 18°C, la razón de que la temperatura de condensación se vaya aumentando y no reduciendo es porque el agua de condensación se va calentando a su paso por el condensador y absorbedor, hecho que se aprovecha cuando es deseado cambiar la temperatura de condensación lentamente y obtener más datos en esta transición. A partir de estas condiciones se procedió con la estabilización del equipo por medio de:

- El control de niveles directamente en el absorbedor y generador y,
- El control de flujos de agua a través de las válvulas correspondientes.

Una ventaja importante al momento de la experimentación es brindada por el programa de adquisición de datos, el cual permite ver en tiempo real los valores y la variación de los distintos parámetros del sistema, tales como presiones, temperaturas y flujos, así como también los calores en el condensador Q_c , en el evaporador Q_e , en el absorbedor Q_a y en el generador Q_g , además de mostrar el vapor instantáneo del coeficiente de operación. De esta forma es posible ver para una determinada temperatura de condensación, además del desempeño del equipo, el momento en que se logra un estado estacionario, es decir, el momento en que es posible cambiar la temperatura de condensación sin que se pierda la oportunidad de encontrar resultados distintos.

El control de los niveles de solución en el generador y en el absorbedor teóricamente se puede llevar a cabo mediante un balance de masa en cada componente, considerando los flujos másicos obtenidos en forma instantánea a través del sistema de adquisición de datos, sin embargo, debido a que en el absorbedor se tiene una recirculación de la solución cuyo flujo másico no se cuantificó en las pruebas, no fue posible realizar dicho balance de materia.

En el caso del generador, el control del nivel sí se llevó a cabo considerando los valores de los flujos másicos internos observados a través de la interfaz del programa de adquisición de datos, y como ambos componentes se encuentran interconectados, al controlar el nivel en el generador automáticamente se tiene control del nivel en el absorbedor.

Si consideramos cada componente como un sistema abierto en el que no hay acumulación de materia se debe cumplir que el flujo másico de la solución concentrada que entra al generador debe ser igual al flujo másico de la solución diluida que sale del generador, más el flujo másico de vapor de refrigerante producido, por lo que el balance de materia para el control de el nivel de solución en el generador es:

$$C1 = C2 + C3 \quad (4.1)$$

Las pruebas experimentales fueron llevadas a cabo en orden de la temperatura de generación menor a la mayor, y se realizaron del 2 al 25 de Abril del presente año debido a que surgieron problemas técnicos propios de la investigación experimental, principalmente relacionados con la bomba de la solución, la cual presentó dificultades después de cierto tiempo de operación, así como con los sensores de temperatura, que a pesar de ser fabricados en acero inoxidable, presentaron problemas de corrosión por amoníaco aparentemente relacionados al material de la soldadura empleada en ellos, lo que redundó en fugas de carácter inadmisibles, finalmente la válvula de expansión presentó un problema de fuga, por lo que tuvo que ser reemplazada.

Finalmente, es importante hacer mención que debido a los problemas que se tuvieron al llevar a cabo la experimentación, únicamente las pruebas a temperatura de generación $T_g = 85^\circ\text{C}$ y $T_g = 90^\circ\text{C}$ se realizaron para todas las temperaturas de condensación el mismo día, las pruebas restantes ($T_g = 95, 100$ y 105°C) fueron llevadas a cabo cada una en dos días distintos, evaluando el primer día las temperaturas de condensación bajas (de 18 a 28°C aproximadamente) y el segundo día las temperaturas de condensación altas (de 28 a 36°C), este hecho, debido a que las condiciones para cada día fueron distintas, derivó en resultados con tendencias distintas que no son comparables entre sí, como se muestra en la sección 4.2.

4.2. Resultados

En la presente sección se muestran los resultados de la evaluación utilizando los datos para los flujos externos e internos. En ambos casos, se presentan gráficas de la variación del COP respecto a las temperaturas de condensación y generación, así como del comportamiento de la potencia térmica transmitida desde o hacia cada componente.

4.2.1. Análisis de flujos externos

Debido a que la temperatura del agua de calentamiento en el generador tuvo una tendencia oscilatoria causada directamente por el tipo de calentador utilizado para tal fin, el calor cedido por este flujo, Q_g tuvo un comportamiento similar, es decir, oscilatorio; y esto a su vez

provocó que el comportamiento del COP presentara esta misma tendencia; en otras palabras: a medida que la temperatura del flujo de agua en el generador era mayor, el calor transferido por esta presentó valores máximos, los cuales, al ser inversamente proporcionales al COP, resultaron en valores mínimos del COP. Establecido este punto, es prudente mencionar que para obtener las gráficas presentadas en esta sección, se llevó a cabo un procedimiento de selección de datos, de tal manera que cada grupo de datos correspondientes a cada condición de operación, representaran una tendencia promedio del comportamiento del equipo. El procedimiento de selección de datos, básicamente consistió en restringir los valores de la temperatura del agua en el generador, de tal forma que estuvieran en un intervalo de $\pm 0.5^\circ\text{C}$, respecto a una temperatura de generación establecida.

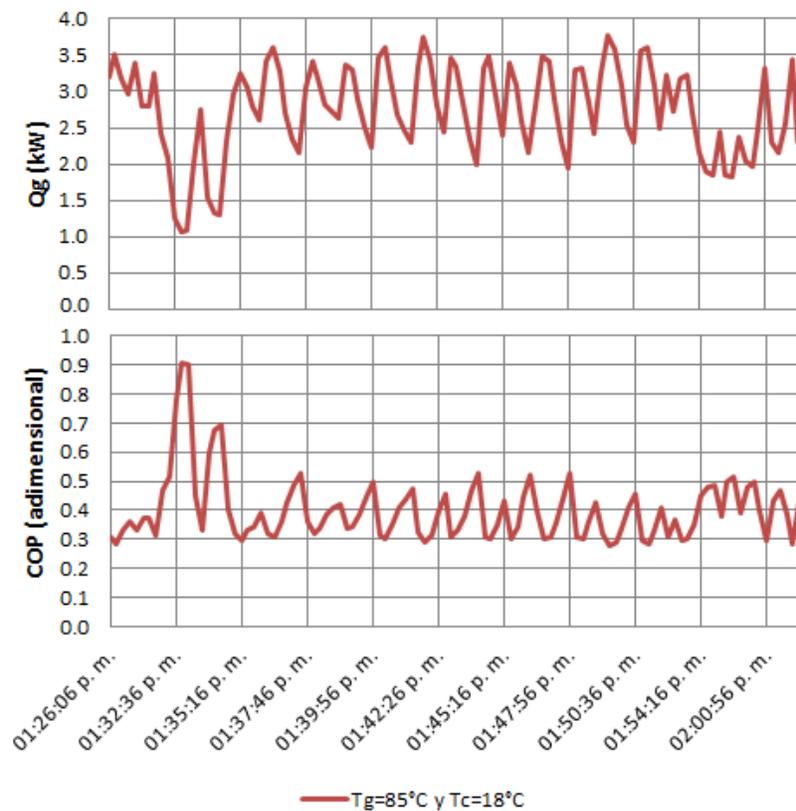


Figura 4.1: Efecto de la variación del calor suministrado en el generador sobre el coeficiente de operación del sistema para el punto $T_g = 85^\circ\text{C}$ $T_c = 18^\circ\text{C}$

En la figura 4.1, es evidente el efecto directo del comportamiento del calor suministrado al generador, sobre el coeficiente de operación del equipo. La gráfica muestra el comportamiento del COP para un solo punto ($T_g = 85^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$), y la variación en el COP se debe a que el equipo auxiliar de calentamiento, opera mediante una resistencia eléctrica, la cual debido al control que utiliza, entra y sale en operación repetidamente produciendo así una oscilación reflejada en el COP. Como se puede percibir en la figura, la magnitud de las variaciones de Q_g

es bastante significativa variando para este punto de aproximadamente 2.3 a 3.5kW, aunque se tienen registrados valores cercanos a 1kw, lo cual se puede notar en la figura 4.1.

A lo largo de esta sección se presentan algunos de los resultados divididos para temperaturas de condensación bajas y altas ya que como se mencionó en la sección 4.1, el hecho de haber dividido la experimentación para $T_g = 95, 100$ y 105°C , en dos días con condiciones distintas afectó directamente las pruebas, originando resultados que no se deben comparar entre sí ya que sería erróneo, sin embargo, este hecho al mismo tiempo evidenció el efecto directo de la temperatura del agua a ser enfriada sobre el coeficiente de operación, esta relación, es directamente proporcional, es decir, a mayor temperatura del agua a ser enfriada el equipo es capaz de retirar una mayor potencia térmica (Q_e), por lo que presenta un mayor coeficiente de operación como puede ser visto en la figura 4.2; en esta figura se definen dos regiones principales, una región donde los COP's son relativamente bajos que se puede ubicar del centro hacia la parte inferior izquierda de la gráfica; y una segunda región donde los valores de los COP's obtenidos son relativamente grandes, esta región se ubica en la parte superior derecha de la figura.

De la figura 4.2 es posible observar que para todas las curvas a excepción de $T_g = 90^\circ\text{C}$ a medida que decrece la temperatura del agua, decrece también el correspondiente valor del COP, sin embargo, al mismo tiempo la temperatura de condensación aumenta, lo cual también tiene efecto negativo sobre el COP, por lo que no es posible para estas gráficas definir cual de los dos parámetros afecta en mayor medida el coeficiente de operación. Para el caso de la curva correspondiente a una $T_g = 90^\circ\text{C}$ la temperatura del agua a ser refrigerada no decrece al igual que en los otros casos, sino que varía originando variaciones del mismo orden para el COP.

Una vez mostrado el efecto de la temperatura del agua a ser enfriada sobre el COP, a continuación se muestra detalladamente el comportamiento del COP respecto a las temperaturas de condensación y generación.

En la figura 4.3 se puede observar que para todas las temperaturas de generación a excepción de $T_g = 90^\circ\text{C}$, el valor del COP decrece a medida que la temperatura de condensación aumenta; la gráfica correspondiente a $T_g = 90^\circ\text{C}$ no tiene la misma tendencia que las demás, ya que para esta prueba la temperatura del agua a ser refrigerada no se vió reducida como las demás, sino que osciló llegando a aumentar varias ocasiones entre distintas temperaturas de condensación.

A causa de que en la figura 4.3 gráficamente es difícil advertir cual es la diferencia en la magnitud entre una curva y otra, a continuación se mencionan los valores del COP a las temperaturas máxima y mínima de condensación alcanzadas con cada temperatura de generación. Para $T_g = 85^\circ\text{C}$ a $T_c = 18^\circ\text{C}$ se obtuvo un COP= 0.40 mientras que a $T_c = 34^\circ\text{C}$ el COP fue = 0.11; para $T_g = 90^\circ\text{C}$ a $T_c = 18^\circ\text{C}$ se obtuvo un COP= 0.58 mientras que a $T_c = 36^\circ\text{C}$ el COP tuvo un valor de 0.67; para $T_g = 95^\circ\text{C}$ a $T_c = 18^\circ\text{C}$ se obtuvo un COP= 0.33 que descendió hasta 0.13 a una $T_c = 28^\circ\text{C}$; cuando el equipo operó a $T_g = 100^\circ\text{C}$ a $T_c = 18^\circ\text{C}$ ofreció un COP= 0.38 el cual finalmente descendió hasta 0.26 a una $T_c = 30^\circ\text{C}$; finalmente para una $T_g = 105^\circ\text{C}$ y una $T_c = 18^\circ\text{C}$ el equipo trabajó con un COP= 0.40 el cual finalmente tuvo un valor de 0.12 a una $T_c = 28^\circ\text{C}$.

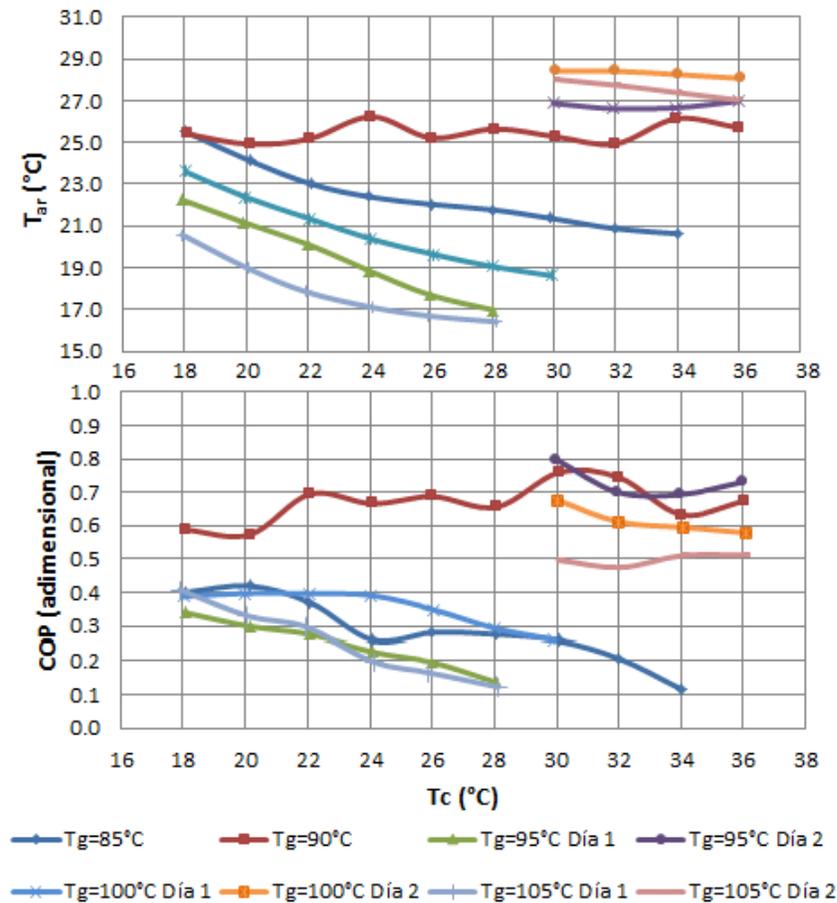


Figura 4.2: Efecto de la temperatura del agua enfiada sobre el coeficiente de operación del sistema para las pruebas realizadas

Es necesario mencionar que, como puede ser visto, para las temperaturas de generación de 95, 100 y 105°C, los coeficientes reportados son los correspondientes a las pruebas hechas a temperaturas de condensación bajas. Los correspondientes a temperaturas de condensación altas se reportan enseguida: a $T_g = 95^\circ\text{C}$ y $T_c = 30^\circ\text{C}$ el equipo ofreció un COP= 0.79 el cual finalmente descendió hasta 0.73 a una $T_c = 36^\circ\text{C}$; para $T_g = 100^\circ\text{C}$ a una $T_c = 30^\circ\text{C}$ ofreció un COP= 0.67 el cual finalmente terminó en 0.57 a una $T_c = 36^\circ\text{C}$; a $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 28^\circ\text{C}$ el equipo presentó un COP= 0.54 el cual finalmente descendió hasta 0.51 a una $T_c = 36^\circ\text{C}$. Como puede ser visto, estos valores del coeficiente de operación son significativamente mayores que los obtenidos para las temperaturas de condensación bajas, sin embargo, cabe recordar que las pruebas experimentales a partir de las cuales se obtuvieron estos datos se llevaron a cabo a otras condiciones.

En la figura 4.4 es posible observar que a temperaturas de condensación altas, para cada gráfica los valores del coeficiente de operación no decrecen en la misma medida que las correspondientes a las temperaturas de condensación bajas, esto se debe principalmente a

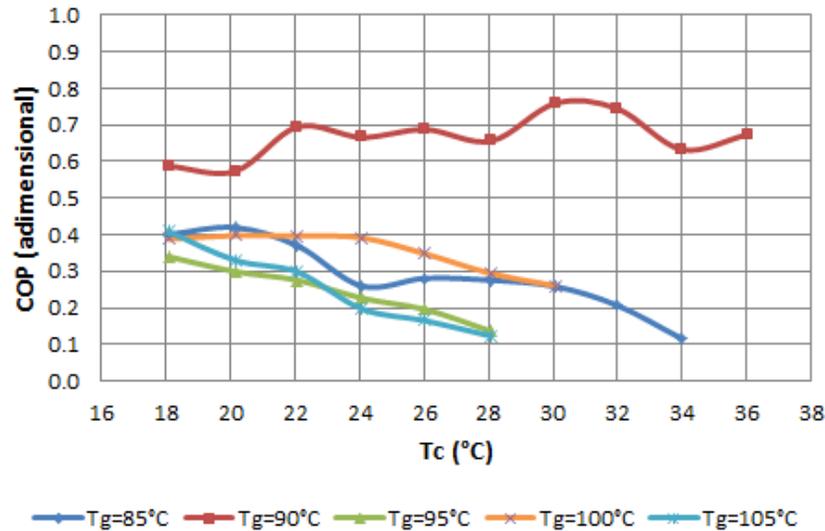


Figura 4.3: Gráfica $COP - T_c$ para temperaturas de condensación bajas

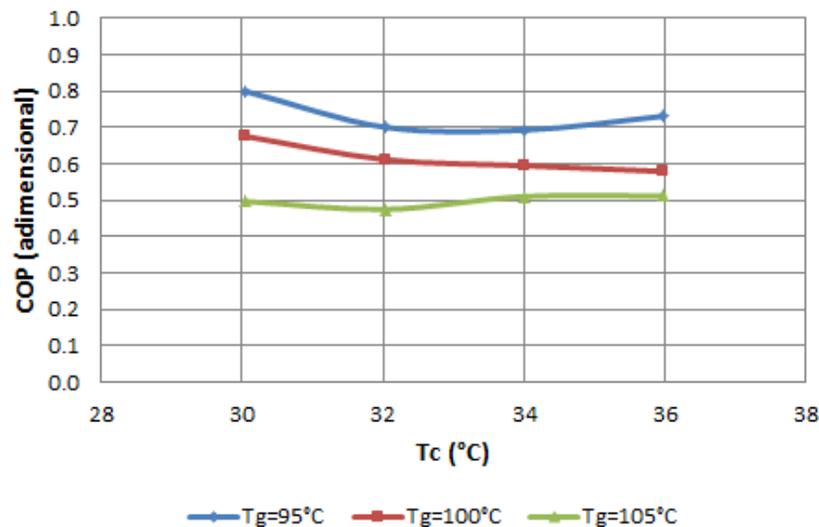


Figura 4.4: Gráfica $COP - T_c$ para temperaturas de condensación altas

que las temperaturas del agua a ser refrigerada se mantuvieron constantes y el cambio en los valores del COP, aunque es ligero se debe exclusivamente al cambio en la temperatura de condensación.

Por otro lado, también es posible observar en la figura 4.4, que las tendencias respecto a las temperaturas de generación no son las esperadas, puesto que a una temperatura de generación menor se tienen valores del coeficiente de operación mayores, lo cual puede significar que, al menos para temperaturas de condensación altas, en cuanto a eficiencia existe

una temperatura de generación después de la cual ya no es conveniente operar el equipo.

Para comprobar si esta teoría es cierta, es conveniente analizar el comportamiento del coeficiente de operación respecto a la temperatura de generación, el cual para temperaturas de condensación de 18 a 28°C se presenta en la figura 4.5.

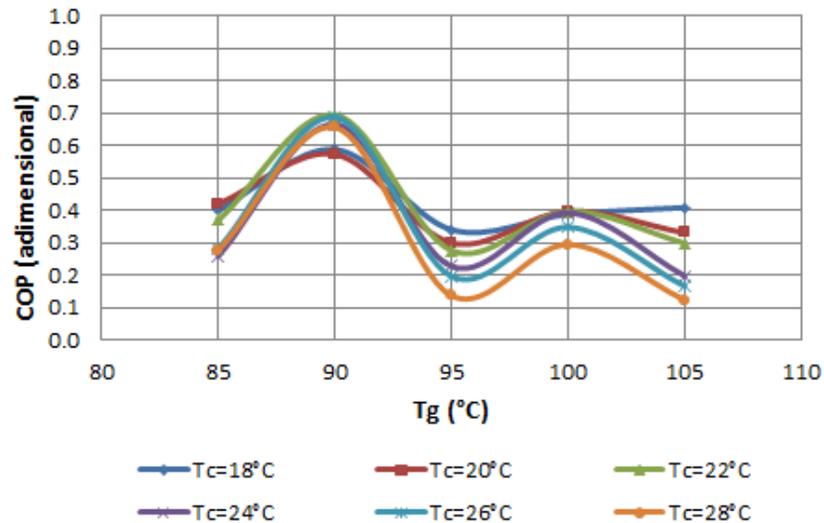


Figura 4.5: Gráfica $COP - T_g$ para temperaturas de condensación bajas

Al analizar la figura 4.5, es posible notar que efectivamente existe una temperatura de generación óptima en cuanto a eficiencia en la operación del equipo, la cual, para las temperaturas de condensación de 18 a 28°C, resulta ser $T_g = 90^\circ\text{C}$. Además, es posible notar que en general, como era esperado, los valores del COP son menores a medida que las temperaturas de condensación son más bajas. El hecho de que se tengan dos valores de T_g (90 y 100°C) en los cuales el COP es grande, se debe a que en esos valores se obtuvo una potencia de enfriamiento alta, la cual es directamente proporcional al COP, la variación de la potencia de enfriamiento puede ser vista en la figura 4.11.

Al graficar el comportamiento de COP respecto a la temperatura de generación, para las temperaturas de condensación altas 4.6, se observa un comportamiento que concuerda con el esperado al analizar la gráfica 4.4.

En relación a la potencia térmica transmitida hacia o desde cada componente (generador, condensador, evaporador y absorbedor), en general se espera que a menores temperaturas de condensación, así como a mayores temperaturas de generación esta sea mayor. Para el generador, el comportamiento del calor cedido por el agua de calentamiento se muestra en la figura 4.7, donde se puede ver que la tendencia general para las temperaturas de condensación de 18 a 28°C se cumple, transfiriéndose una menor potencia térmica a una temperatura de 28°C.

En cuanto a la potencia térmica transferida hacia el generador a temperaturas de condensación que van de los 30 a los 36°C, cuyo comportamiento se puede observar en la figura

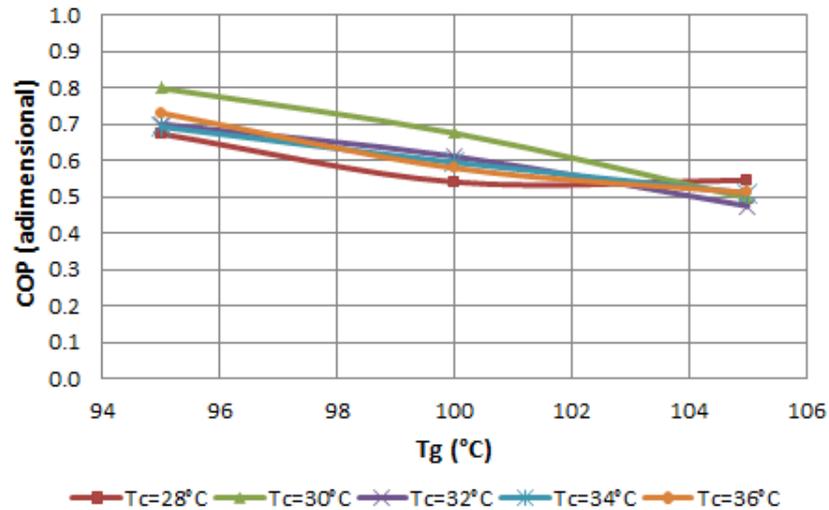


Figura 4.6: Gráfica $COP - T_g$ para temperaturas de condensación altas

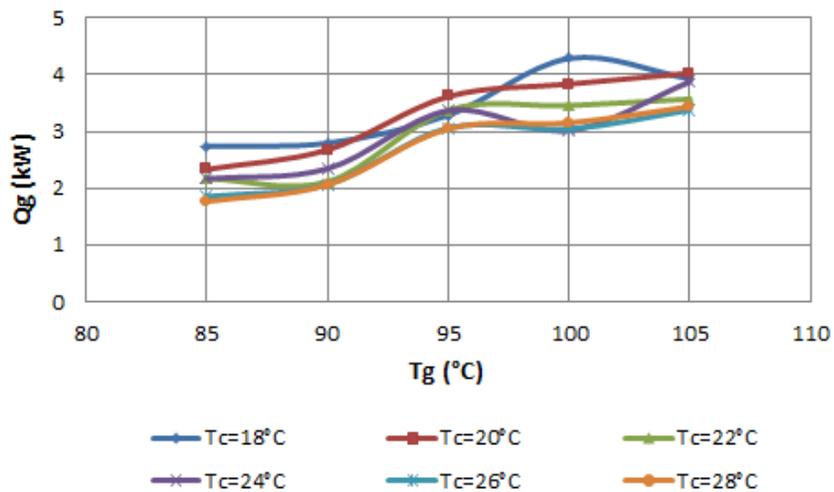


Figura 4.7: Variación del calor en el generador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas

4.8, es evidente que el valor del Q_g también aumenta a medida que aumenta la temperatura de generación, sin embargo, la forma de las gráficas correspondientes a una $T_c = 30$ y 32°C , difiere de la presentada por las gráficas correspondientes a una $T_c = 34$ y 36°C , las cuales crecen con una pendiente relativamente pequeña en el intervalo de $T_g = 100$ a 105°C , en comparación por la expuesta por las otras gráficas.

La potencia térmica disipada por el condensador a temperaturas de condensación de 18 a 28°C , el cual es posible analizar en la figura 4.9, presenta un comportamiento de acuerdo

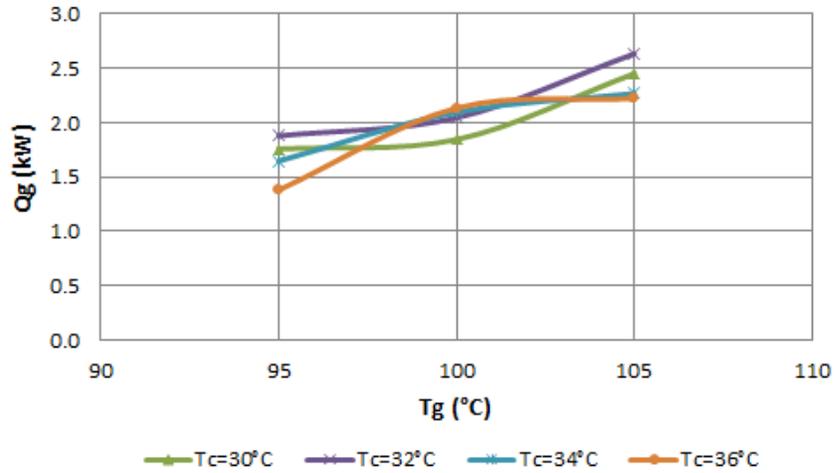


Figura 4.8: Variación del calor en el generador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas

al esperado, ya que a temperaturas bajas de condensación existe una mayor transferencia de calor del vapor refrigerante generado al agua de condensación, sin embargo, también es posible observar una caída en el calor extraído por el agua de $T_g = 95^\circ\text{C}$ a $T_g = 100^\circ\text{C}$, lo cual se debe a que la producción de la cantidad de refrigerante en $T_g = 100^\circ\text{C}$ se vió reducida, lo cual puede ser visto en la figura 4.17, en la sección 4.2.2.

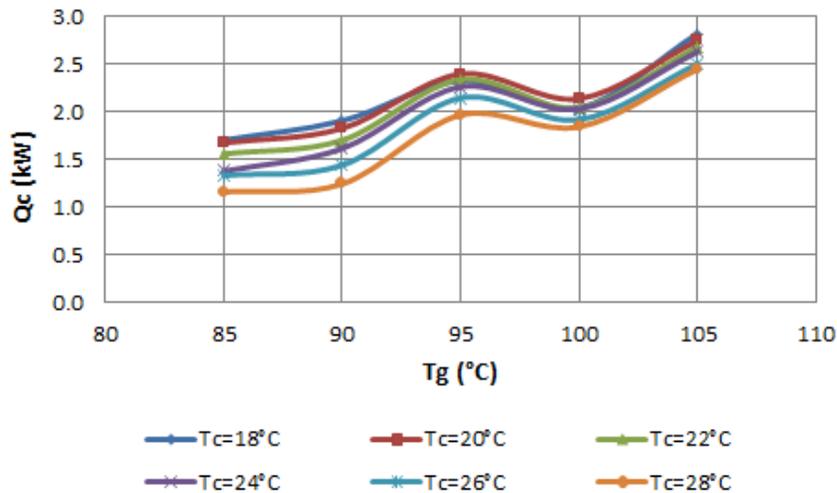


Figura 4.9: Variación del calor en el condensador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas

De la figura 4.10 se puede percibir que a temperaturas de condensación altas, para una $T_g > 95^\circ\text{C}$ el Q_c se ve reducido hasta prácticamente no presentar diferencia entre una tem-

peratura de condensación y otra en $T_g = 105^\circ\text{C}$, este hecho también se debe a que para las temperaturas de generación altas ($T_g > 95^\circ\text{C}$), la producción de refrigerante no crece al aumentar la temperatura de generación.

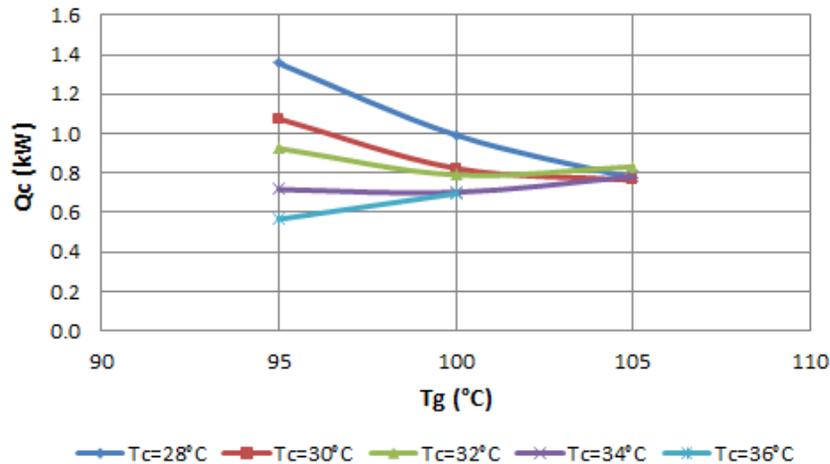


Figura 4.10: Variación del calor en el condensador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas

Al igual que se encontró una temperatura de generación a la cual el coeficiente de desempeño es el mejor independientemente de la temperatura de condensación a que se opere el equipo, se espera encontrar una temperatura de generación a la cual el equipo entregue una potencia de enfriamiento máxima. Este punto se puede encontrar al graficar los valores de la potencia de enfriamiento respecto a la temperatura de generación, esta tendencia se puede observar para las temperaturas de condensación que van de los 18 a los 28°C en la figura 4.11.

Al analizar la figura 4.11, es posible notar que existen dos temperaturas de generación a las que el equipo entrega una potencia de enfriamiento mayor, dependiendo de la temperatura de condensación de que se trate. Para temperaturas de condensación de 18 y 20°C , la potencia de enfriamiento máxima fue alcanzada a una temperatura de generación de 100°C , mientras que a las temperaturas de condensación restantes el equipo entregó una potencia máxima a una temperatura de generación de 90°C . La razón de que a una $T_g = 90^\circ\text{C}$ se tenga una mayor potencia de enfriamiento que a $T_g = 95^\circ\text{C}$ es porque a $T_g = 90^\circ\text{C}$ las temperaturas del refrigerante a la entrada del evaporador fueron menores que las obtenidas a $T_g = 95^\circ\text{C}$, a cuyos valores se aproximaron las temperaturas del refrigerante correspondientes a la $T_g = 100^\circ\text{C}$; además a $T_g = 95^\circ\text{C}$ se obtuvo una menor diferencia de temperaturas del refrigerante a la entrada y salida del evaporador, lo cual se puede traducir como un mayor potencial para retirar una mayor cantidad de calor Q_e al agua refrigerada.

Para el caso de las temperaturas de condensación altas, la potencia máxima de enfriamiento se encontró a una temperatura de generación de 95°C para temperaturas de condensación

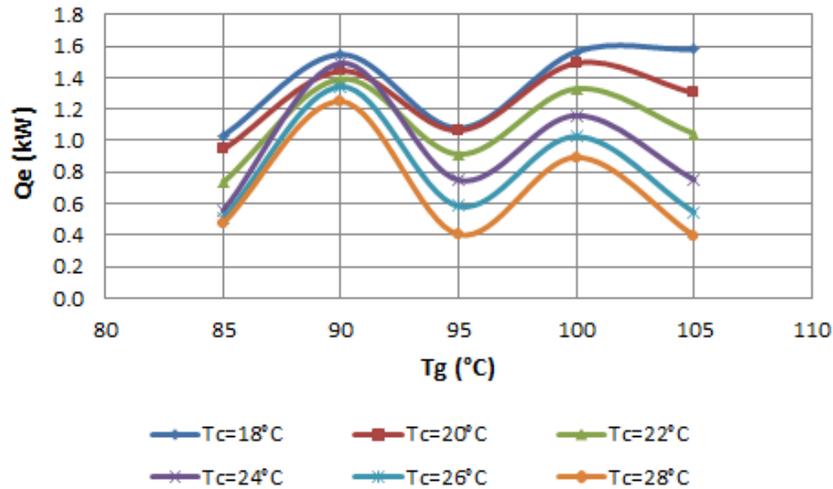


Figura 4.11: Variación del calor en el evaporador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas

de 28, 30 y 32°C, mientras que para $T_c = 34$ y 36°C, la potencia máxima de enfriamiento se obtuvo a una $T_g = 100$ °C; como se puede ver en la figura 4.12, después de una temperatura de generación determinada (95 o 100°C) ya no resulta conveniente operar el equipo, puesto que ya no se obtendrá una mayor potencia de refrigeración.

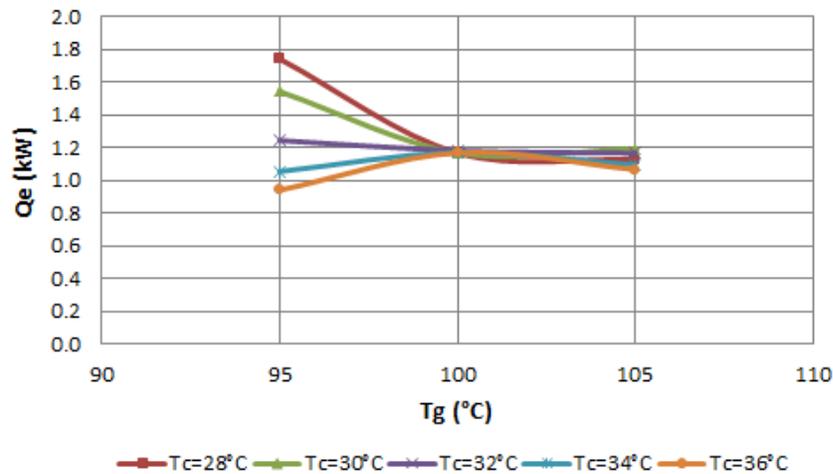


Figura 4.12: Variación del calor en el evaporador respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas

En el caso del absorbedor, el calor transferido hacia el agua aumenta a medida que aumenta la temperatura de condensación y generación, sin embargo, a la temperatura de generación

$T_g = 95^\circ\text{C}$ se transfirió el máximo calor al agua, esto puede ser visto en la figura 4.13 para temperaturas de condensación bajas y en la figura 4.14 para temperaturas de condensación altas.

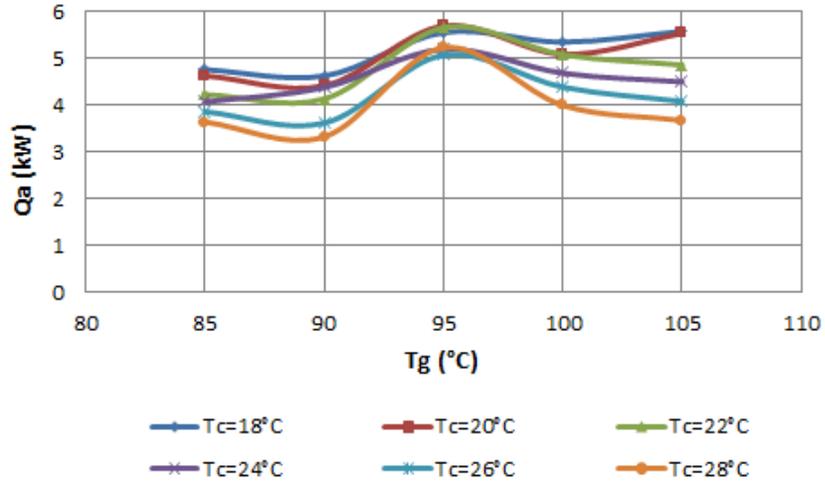


Figura 4.13: Variación del calor en el absorbedor respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación bajas

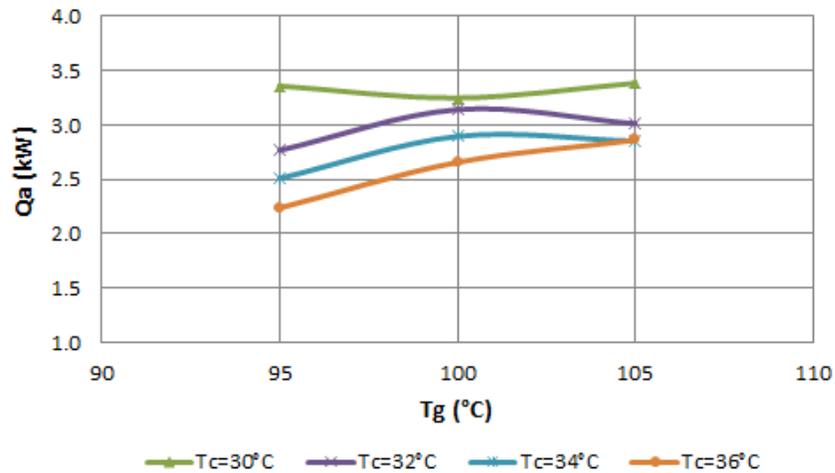


Figura 4.14: Variación del calor en el absorbedor respecto a la temperatura de generación para temperaturas de condensación altas

4.2.2. Análisis de flujos internos

En el análisis de los flujos internos se obtuvieron resultados con tendencias más claras que las obtenidas para los flujos externos, esto es de esperarse ya que la oscilación en el valor de la temperatura del agua de calentamiento no afecta en forma directa. En general se espera que los valores para los coeficientes de operación internos sean mayores que los externos, debido al efecto de las pérdidas hacia los alrededores. Para obtener las gráficas presentadas enseguida, se siguió el mismo procedimiento de filtrado de datos con la finalidad de que los resultados externos sean comparables a los obtenidos para los datos internos.

Las gráficas que muestran el desempeño del equipo a partir de los datos para los flujos internos se muestran a continuación.

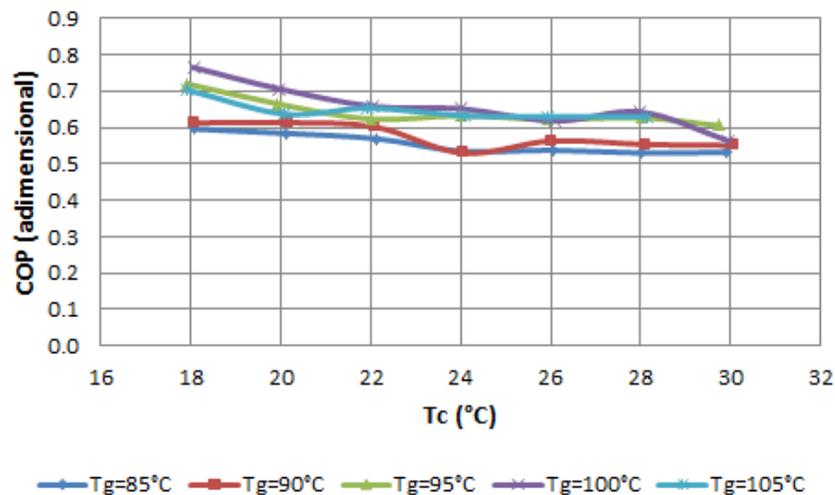


Figura 4.15: Cambio del coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación

A partir de la figura 4.15 es posible observar que las tendencias mostradas por el equipo son como se esperaba, es decir, a medida que crece la temperatura de condensación el COP se reduce, así como crece conforme aumenta la temperatura de generación; en general, se observa que no hay una diferencia tan marcada para los coeficientes de desempeño entre cada temperatura de condensación como en el caso de los obtenidos para los flujos externos. En este caso el valor del COP interno máximo obtenido fue de 0.76 a una $T_g = 100^\circ\text{C}$ y una $T_c = 18^\circ\text{C}$, mientras que el valor mínimo fue de 0.53 a una $T_g = 85^\circ\text{C}$ y una $T_c = 30^\circ\text{C}$.

Para el caso de la figura 4.16, donde se muestra el comportamiento del COP en relación a la temperatura de generación, se encuentra que cuando $T_g = 100^\circ\text{C}$, se tiene del punto donde el equipo opera a la mejor eficiencia.

La figura 4.17 revela la producción de refrigerante contra la temperatura de condensación para distintas temperaturas de generación, de aquí se puede observar que en general a medida que aumenta T_g se produce mayor refrigerante, a excepción de la prueba a $T_g = 95^\circ\text{C}$ donde hubo un mayor flujo de amoníaco en relación a $T_g = 95^\circ\text{C}$ para temperaturas bajas de

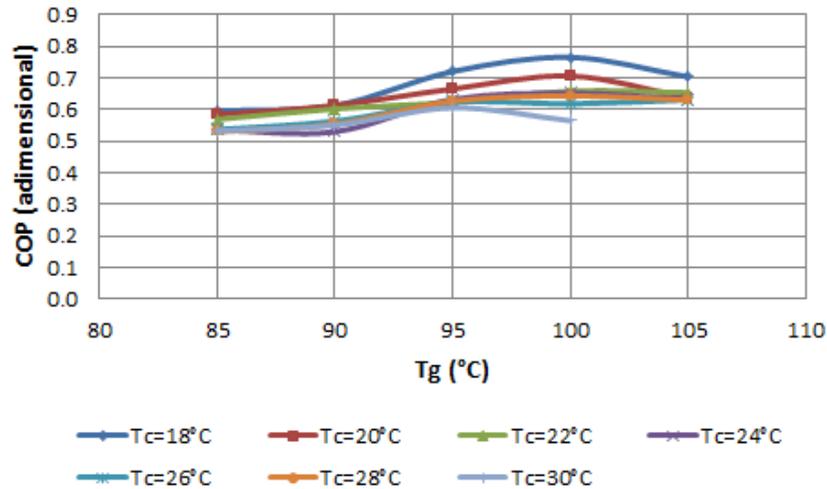


Figura 4.16: Cambio del coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de generación

condensación.

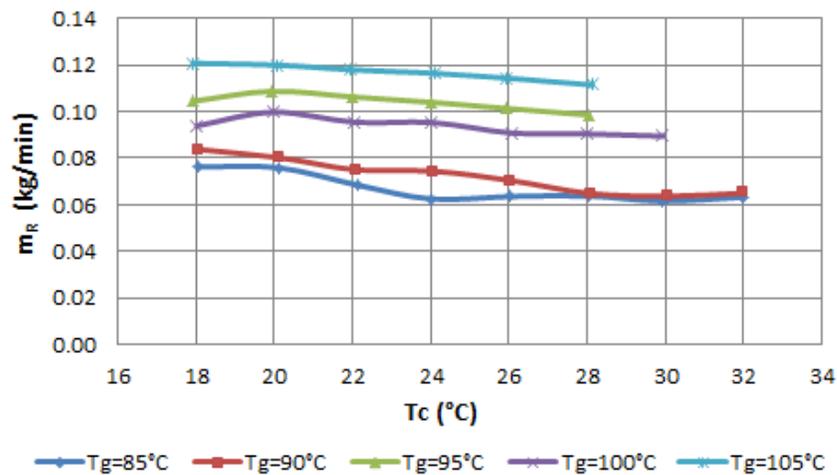


Figura 4.17: Variación de la producción de refrigerante respecto a la temperatura de condensación para las diversas temperaturas de generación

Se puede observar de la figura 4.17 que la mayor cantidad de flujo másico de refrigerante fue 0.123 kg/min el cual se produjo a una $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$, mientras que el flujo másico menor fue de 0.063 kg/min cuando las temperaturas fueron $T_g = 85^\circ\text{C}$ y $T_c = 32^\circ\text{C}$.

Otro factor relevante para el análisis de los coeficientes de operación es la temperatura del refrigerante después de la válvula de expansión, es decir, a la entrada del evaporador, donde se obtiene la temperatura más baja en el sistema y la cual tiene una relación directa con

la potencia de enfriamiento lograda en el evaporador, enseguida se analizan las gráficas del comportamiento de esta temperatura respecto a la temperatura de condensación para cada una de las temperaturas de generación.

En la figura 4.18 se relacionan las temperaturas de entrada y salida del refrigerante en el evaporador a medida que aumenta la temperatura de condensación, en general se espera que la diferencia de las temperaturas a la entrada y a la salida del evaporador se vea reducida a medida que T_c es mayor, además, como dato extra se incluye el valor de T_{ar} que corresponde a la temperatura del agua refrigerada al inicio y final de la prueba, obteniendo que cuando T_{ar} es grande se obtiene en general una gran diferencia de temperaturas del refrigerante, es decir, la potencia de enfriamiento aumenta, y cuando T_{ar} es pequeña, la potencia de enfriamiento es menor. Para $T_g = 85^\circ\text{C}$, al incrementar la temperatura de condensación, la temperatura del refrigerante promedio a la entrada al evaporador aumentó de 1 a 10.8°C .

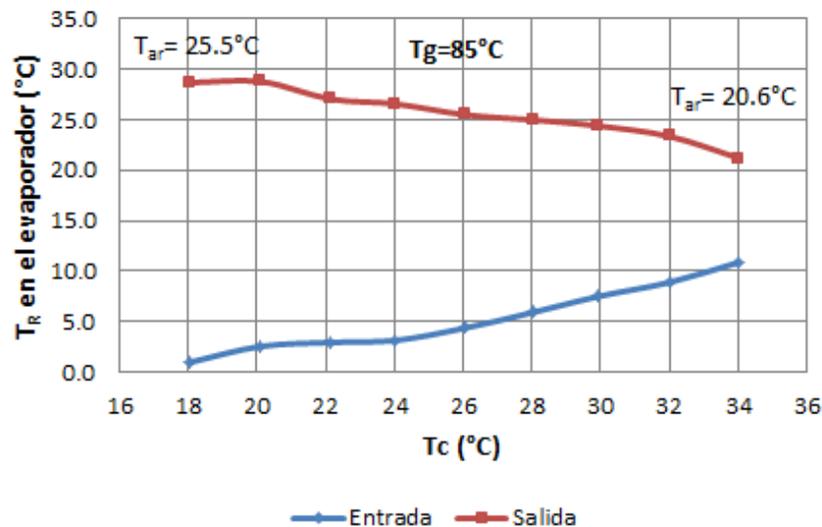


Figura 4.18: Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 85^\circ\text{C}$

La figura 4.19, muestra que para la prueba a $T_g = 90^\circ\text{C}$, a pesar de que la temperatura del agua refrigerada al final de la prueba se aproximó al valor del inicio, debido a el incremento en la temperatura de condensación, la temperatura del refrigerante a la entrada al evaporador fue aumentando, lo que redujo la potencia de enfriamiento, para este caso al incrementar T_c , $T_{r, \text{prom}}$ a la entrada al evaporador aumentó de 1.78 a 12.44°C .

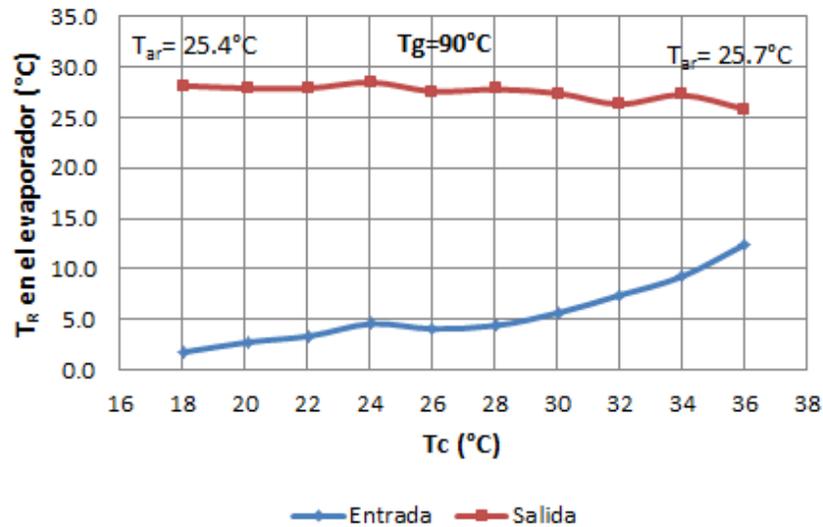


Figura 4.19: Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 90^\circ\text{C}$

Para la prueba realizada a $T_g = 95^\circ\text{C}$, la figura 4.20 muestra gráficamente la diferencia de temperaturas del refrigerante a la entrada y salida del evaporador para temperaturas de condensación bajas y altas.

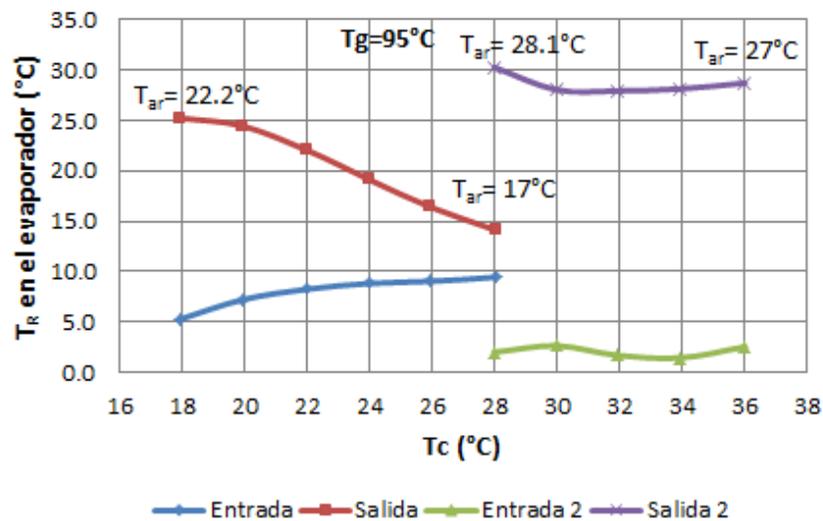


Figura 4.20: Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 95^\circ\text{C}$

Las curvas correspondientes a las temperaturas de condensación bajas (para T_c de 18 a 28°C) tienen una diferencia de temperaturas del refrigerante menor, y la prueba experimental

fue realizada cuando la temperatura del agua refrigerada era menor respecto a dicha temperatura para la prueba para T_c de 18 a 28°C, que presentó una potencia de enfriamiento mayor. La misma relación se encuentra al analizar las figuras 4.21 y 4.22, para $T_g = 100^\circ\text{C}$ y $T_g = 105^\circ\text{C}$ respectivamente.

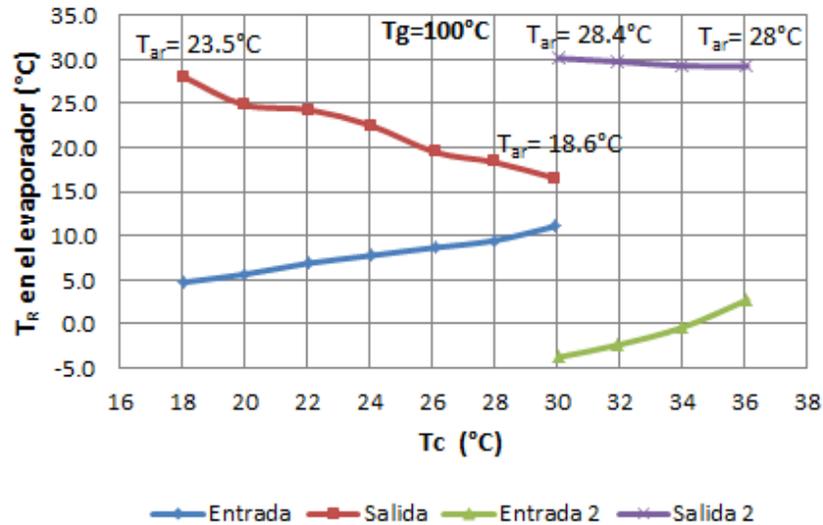


Figura 4.21: Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 100^\circ\text{C}$

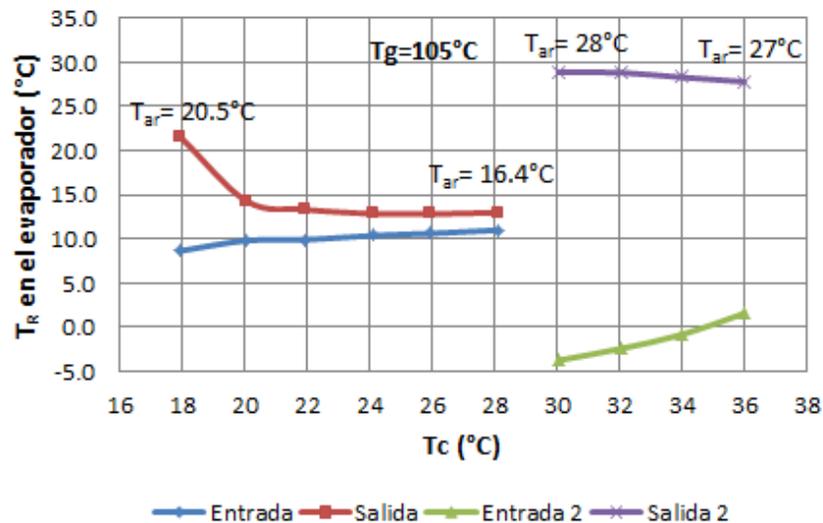


Figura 4.22: Gráfica de la variación de la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 105^\circ\text{C}$

Al realizar un balance de energía con las corrientes internas en cada componente, es posible obtener la potencia térmica transferida desde o hacia el componente, para analizar su comportamiento particular y poder detectar las mejores condiciones de operación del equipo.

Para el condensador, la variación del calor extraído del refrigerante se muestra en la figura 4.23, en la cual se observa que el Q_c es mayor a $T_g = 95^\circ\text{C}$ que a $T_g = 100^\circ\text{C}$, lo cual se explica debido a que como se mostró en la figura 4.17 la producción de refrigerante es mayor a $T_g = 95^\circ\text{C}$ que a 100°C , sin embargo, la máxima potencia térmica disipada en el condensador se obtuvo a $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$ con un valor de 2.71 kW, lo cual es razonable, ya que a esta condición se tiene una mayor diferencia de temperaturas entre los dos flujos que circulan en el condensador.

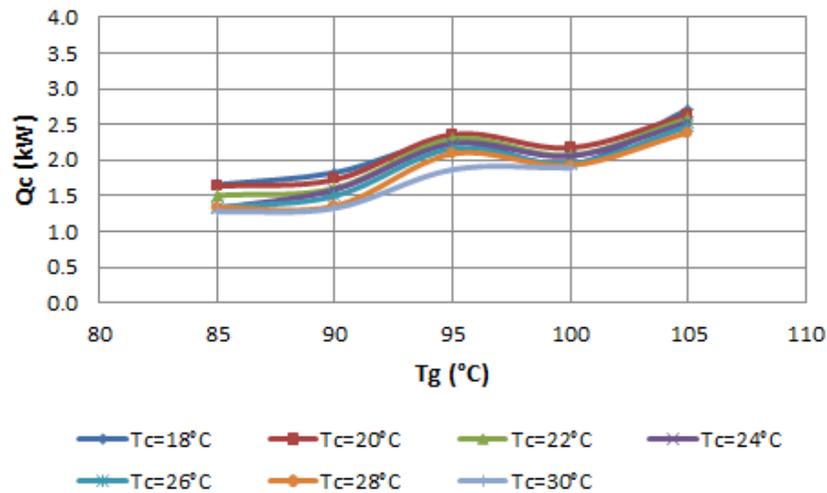


Figura 4.23: Calor extraído en el condensador respecto a la temperatura de generación

Como era de esperarse, para el evaporador el calor extraído presenta la misma tendencia, es decir, la potencia de enfriamiento es mayor a una $T_g = 95^\circ\text{C}$ que a 100°C debido a una mayor producción de refrigerante; como es mostrado en la figura 4.24, la mayor potencia de enfriamiento se obtuvo a una $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$ y correspondió a un valor igual a 2.51kW, sin embargo, la potencia de enfriamiento obtenida a una $T_g = 105^\circ\text{C}$ es ligeramente mayor a la obtenida a una $T_g = 95^\circ\text{C}$ para la T_c que corresponde a un valor de 2.14kW, por lo que a menos que el costo de la fuente de energía térmica sea bajo, lo conveniente será operar el equipo a una temperatura de generación a 95°C .

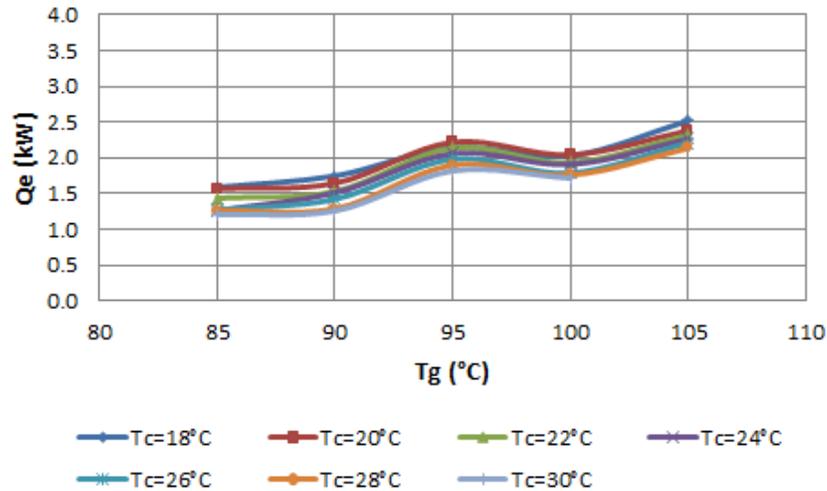


Figura 4.24: Calor extraído en el evaporador respecto a la temperatura de generación

En el caso del calor suministrado a las corrientes internas en el generador, se tiene la misma tendencia, es decir, a $T_g = 105^{\circ}\text{C}$ se suministra ligeramente más calor que cuando se opera el equipo a $T_g = 95^{\circ}\text{C}$ por lo que desde este punto de vista también es más conveniente trabajar a una $T_g = 95^{\circ}\text{C}$, lo cual es mostrado en la figura 4.25. La cantidad máxima de calor suministrada al generador se dio a las condiciones $T_g = 105^{\circ}\text{C}$ y $T_c = 20^{\circ}\text{C}$ y correspondió a un valor de 3.71kW.

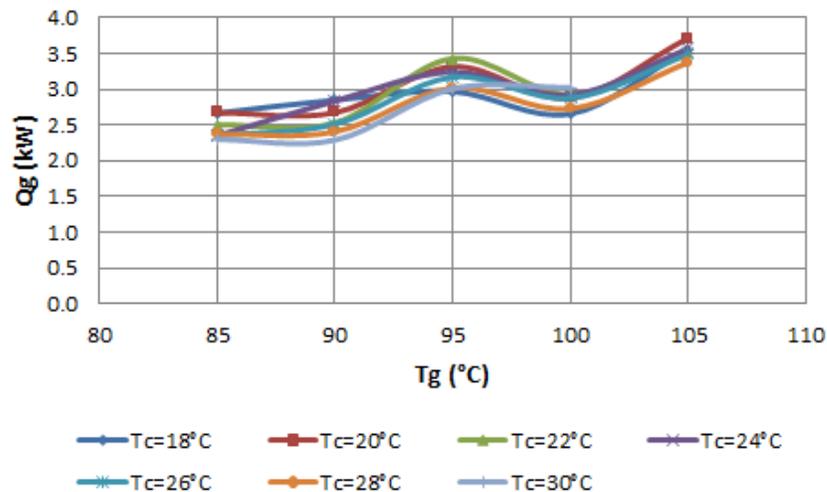


Figura 4.25: Calor suministrado en el generador respecto a la temperatura de generación

Para el caso del absorbedor se omite la gráfica del comportamiento de la potencia térmica retirada Q_a , ya que no se dispone de los datos necesarios sobre el flujo de solución que se recircula en este componente.

En la figura 4.26, se muestra la variación de las presiones en el generador y condensador mientras se aumenta la temperatura de condensación para una $T_g = 85^\circ\text{C}$. En general se observó que la diferencia de presiones entre la presión alta y la presión baja incrementó ligeramente con la temperatura de generación, así como para una temperatura de generación constante se observó una ligera tendencia en las presiones por aumentar mientras se incrementa la temperatura de condensación, lo cual era esperado. Las gráficas a las temperaturas de generación mayores se omitieron ya que presentaban un comportamiento similar que el expuesto en la figura 4.26.

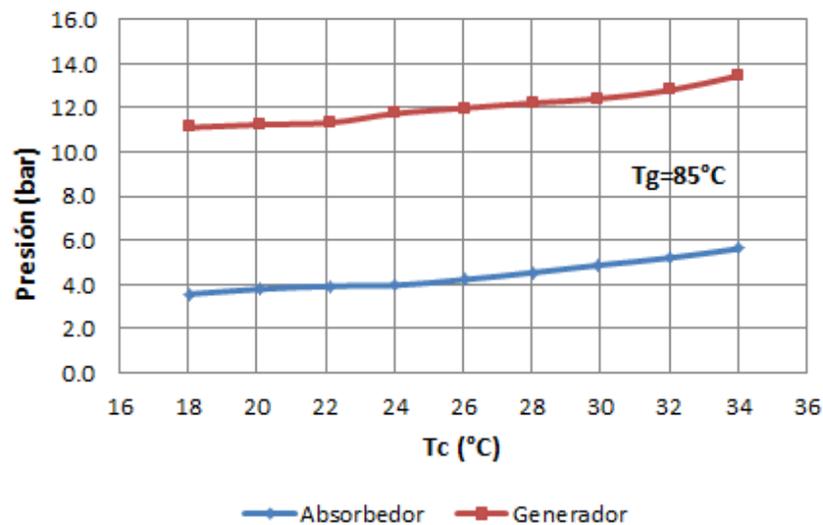


Figura 4.26: Gráfica de la variación de la presión en el generador y absorbedor respecto a la temperatura de condensación para $T_g = 85^\circ\text{C}$

A una $T_g = 85^\circ\text{C}$, la diferencia de presiones promedio estuvo alrededor de 7.61 bar, para $T_g = 90^\circ\text{C}$ este valor aumentó a 8.23 bar, mientras que para $T_g = 95^\circ\text{C}$ se obtuvo en promedio 8.91 bar, a $T_g = 100^\circ\text{C}$ y $T_g = 105^\circ\text{C}$, se obtuvieron en promedio diferencias de presión de 10 y 10.3 bar.

4.2.3. Comparación de COP's internos y externos

Finalmente se presentan las gráficas donde se comparan los coeficientes de operación internos y externos para cada una de las temperaturas de generación, como se mencionó, los coeficientes de operación internos son mayores a los externos, puesto que para el cálculo del calor de generación interno no se considera la parte relativa a las pérdidas hacia el ambiente, por lo que el valor de Q_g es menor, lo que resulta en un COP mayor. Como se mencionó anteriormente, en las siguientes figuras se aprecia que para cada temperatura de generación el valor del COP tiende a ser menor a medida que la temperatura de condensación aumenta. Para una $T_g = 90^\circ\text{C}$ esta comparación se omite debido a que las tendencias encontradas para los valores del COP externo, están sumamente influenciadas por factores externos, en particular T_{ar} que en esta prueba varió significativamente, por lo que una comparación con los datos internos donde T_{ar} no es relevante, se considera que carece de objetividad.

Para $T_g = 85^\circ\text{C}$ la comparación de los COP's internos se muestra en la figura 4.27 hasta una $T_c = 32^\circ\text{C}$, ya que a temperaturas mayores a esta el sensor de flujo másico no fue capaz de registrar el flujo por ser demasiado pequeño. De la figura se puede observar que la curva correspondiente a los coeficientes internos es menos sensible a las variaciones de los parámetros externos, resultando así en una curva más suave.

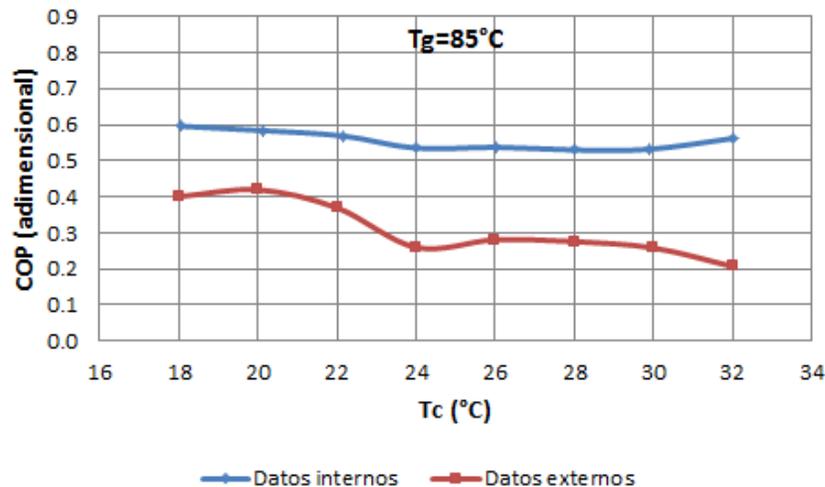


Figura 4.27: Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 85^\circ\text{C}$

En la figura 4.27 se puede observar que a una $T_c = 20^\circ\text{C}$, el COP aparenta ser mayor que a una $T_c = 18^\circ\text{C}$, así como se observa que el valor del COP a $T_c = 24^\circ\text{C}$ parece que debería ser ligeramente mayor; en este punto cabe recordar que los valores a partir de los cuales se obtuvieron las curvas de la figura corresponden a valores promedio, los cuales pueden encontrarse influenciados por datos puntuales que no siguen una tendencia general. Además, cada valor representado en la figura por un punto, tiene asociada una incertidumbre en cuyo rango se encuentra el valor real, por lo que no deben ser tomados como valores absolutos necesariamente fijos, por lo tanto, una forma de evaluar la objetividad de una gráfica

es considerar la tendencia general, que en este caso, es la esperada.

Para el caso de una temperatura de generación de $T_g = 95^\circ\text{C}$, se comparan los datos hasta una temperatura de condensación de 28°C , en la figura 4.28 se puede observar que la curva para los datos externos presenta una pendiente mayor que la correspondiente a los datos internos, resultando en que inicialmente a $T_c = 18^\circ\text{C}$ existe la menor diferencia entre una curva y otra teniendo esta un valor de 0.38, y a $T_c = 28^\circ\text{C}$ la diferencia es de 0.49 la cual es la máxima dentro del rango de temperaturas específico.

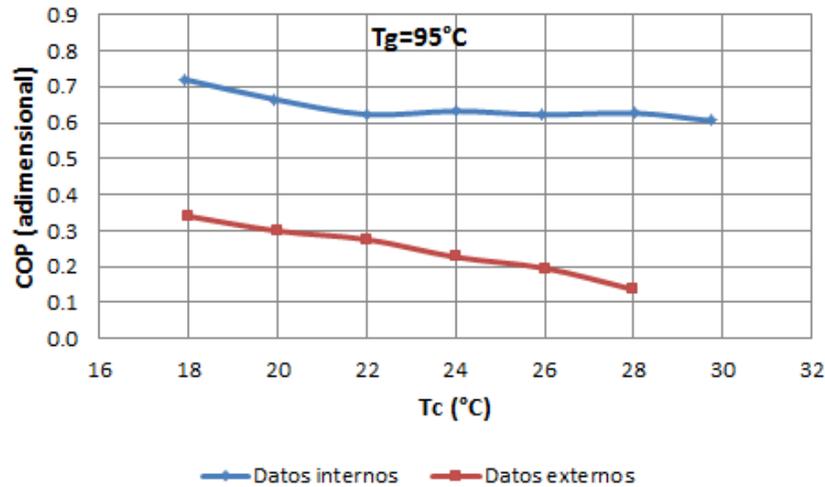


Figura 4.28: Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 95^\circ\text{C}$

Para una $T_g = 100^\circ\text{C}$, como se observa en la figura 4.29, la diferencia entre los COP's internos y externos en general se mantiene constante a lo largo de la prueba, al inicio en $T_c = 18^\circ\text{C}$, la diferencia entre una curva y otra fue cercana a 0.37 mientras que al final esta fue de 0.30.

Finalmente para $T_g = 105^\circ\text{C}$, la diferencia entre los valores internos y externos del COP nuevamente presenta la tendencia observada para $T_g = 85^\circ\text{C}$, donde ésta aumenta a medida que la temperatura de condensación es mayor. A $T_c = 18^\circ\text{C}$, la diferencia entre el COP interno y el externo es de 0.29, y se incrementa hasta 0.50 para una $T_c = 28^\circ\text{C}$, lo cual puede ser visto en la figura 4.30.

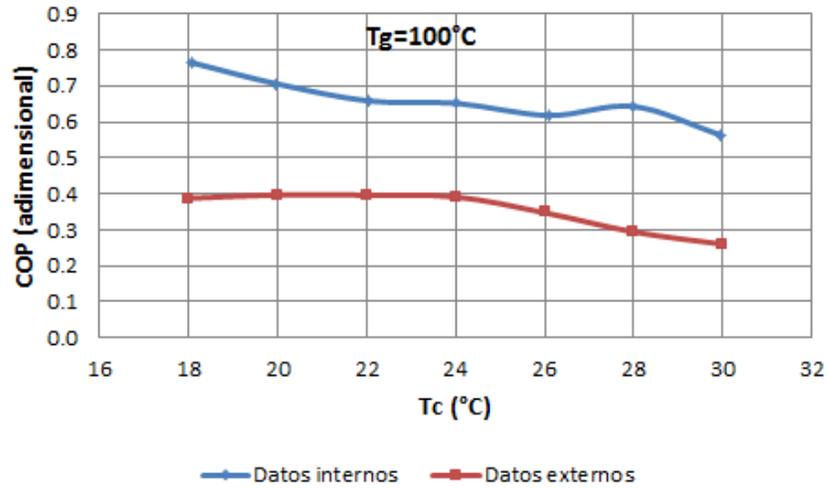


Figura 4.29: Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 100^\circ\text{C}$

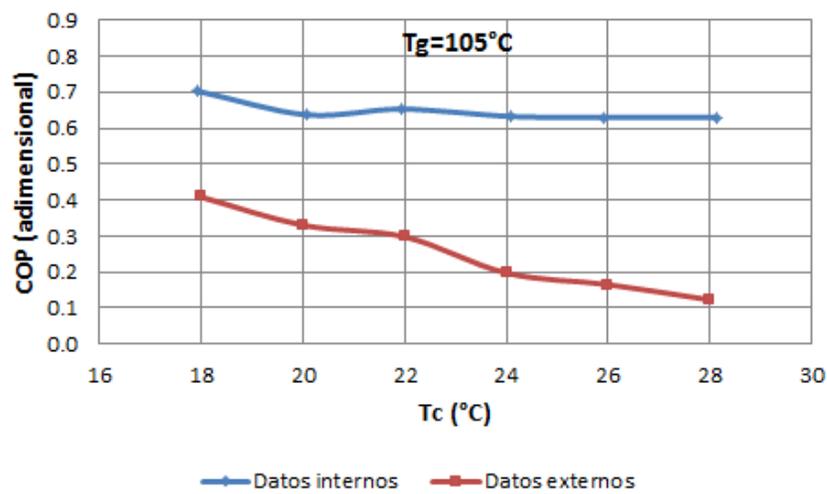


Figura 4.30: Comparación de los COPs externos e internos para una $T_g = 105^\circ\text{C}$

Conclusiones

Para llevar a cabo la evaluación del equipo de aire acondicionado, se realizaron 50 corridas experimentales a temperaturas de generación de 85, 90, 95, 100 y 105°C, para cada temperatura de generación se estableció la temperatura de condensación en 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34 y 36°C.

Una vez analizados los datos en el capítulo anterior, se considera que para no perder objetividad es conveniente reportar los resultados separando las pruebas en dos conjuntos: el primero de ellos comprende aquellas que fueron realizadas enfriando agua a una temperatura que en promedio fue cercana a 20°C; el segundo conjunto comprende pruebas que se realizaron enfriando agua a una temperatura promedio cercana a 27°C. Los conjuntos de pruebas, que pueden ser denominados como conjunto de pruebas a T_{ar} baja y alta respectivamente, presentaron resultados significativamente distintos, especialmente para los valores del COP como se muestra enseguida.

Considerando datos externos

Para el conjunto de pruebas a T_{ar} baja, el valor máximo promedio del COP externo fue 0.40 a $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$, mientras que el COP externo mínimo promedio tuvo un valor de 0.11 a la condición $T_g = 85^\circ\text{C}$ y $T_c = 34^\circ\text{C}$.

En cuanto a las pruebas que fueron realizadas a una T_{ar} alta, los valores promedio máximo y mínimo del COP externo fueron 0.79 a $T_g = 95^\circ\text{C}$ y $T_c = 30^\circ\text{C}$ y 0.51 a la condición $T_g = 105^\circ\text{C}$ y $T_c = 36^\circ\text{C}$.

De acuerdo a los datos externos, para las condiciones consideradas para la evaluación, se encontró que el equipo ofrece un mejor desempeño en cuanto a eficiencia a una $T_g = 95^\circ\text{C}$, sin embargo, la máxima potencia térmica retirada del agua en el evaporador $Q_{e,externo}$, se obtuvo a la condición $T_g = 95^\circ\text{C}$ y $T_c = 28^\circ\text{C}$ y correspondió a un valor igual a 1.74kW.

Considerando datos internos

El valor del COP interno máximo obtenido fue de 0.76 a $T_g = 100^\circ\text{C}$ y $T_c = 18^\circ\text{C}$, mientras que el valor mínimo fue de 0.53 a $T_g = 85^\circ\text{C}$ y $T_c = 30^\circ\text{C}$. Al realizar un análisis simple, si comparamos el valor del COP máximo con el correspondiente a los datos externos, es posible

concluir que no es conveniente operar el equipo a una temperatura de generación mayor a 100°C , ya que internamente el COP es menor al externo, debido a que las pérdidas se incrementan al incrementar la temperatura de generación. Por otro lado, los valores promedio mínimos del COP interno y externo coinciden en la temperatura de generación pero no es posible demostrar que coinciden a la misma temperatura de condensación, ya que como se explicó en el capítulo anterior, para los datos internos no fue posible obtener los flujos máscicos del refrigerante a temperaturas de condensación altas.

De acuerdo a los datos internos, el equipo ofrece un desempeño más eficiente a una $T_g = 100^{\circ}\text{C}$, sin embargo, la mayor potencia de enfriamiento (Q_e) entregada por el equipo se obtuvo a la condición $T_g = 105^{\circ}\text{C}$ y $T_c = 18^{\circ}\text{C}$ y correspondió a un valor igual a 2.51kW.

La temperatura promedio del refrigerante $T_{r,prom}$, más baja a la entrada del evaporador fue registrada a $T_g = 105^{\circ}\text{C}$ y $T_c = 28^{\circ}\text{C}$, y correspondió a un valor de -4.04°C , por el contrario, la mayor tuvo un valor de 12.44°C a las condiciones $T_g = 90^{\circ}\text{C}$ y $T_c = 36^{\circ}\text{C}$.

La diferencia de presiones promedio para todas las corridas experimentales estuvo alrededor de 9 bar, el valor más bajo fue de 7.4 bar para $T_g = 85^{\circ}\text{C}$, el cual se incrementó hasta llegar a 10.5 bar encontrado a una $T_g = 105^{\circ}\text{C}$.

Recomendaciones

- Conseguir una bomba 100 % compatible con amoníaco, que tenga una vida de servicio larga
- Controlar la temperatura del agua caliente suministrada al generador, ya que como se pudo ver en los resultados analizados, presenta variaciones inaceptables que afectan directamente el desempeño del equipo.
- Reprogramar el equipo auxiliar de enfriamiento *Chiller* de tal forma que no se autoproteja al suministrarle agua a temperatura mayor a 30°C, y siga funcionando cuando el equipo se evalúe a temperaturas de condensación altas, lo que permitirá obtener una mayor cantidad de datos para estas condiciones.
- Evaluar el equipo manteniendo en la medida de lo posible todos los parámetros constantes, es decir, mantener la misma apertura de la válvula de expansión, una temperatura del agua de generación y del agua a ser enfriada constante, un flujo másico constante de solución enviada por la bomba del absorbedor al generador, así como los flujos de agua de calentamiento, condensación, absorción y agua a enfriar constantes; a excepción del parámetro variable que en este caso fue la temperatura de condensación.
- Rescatar la mayor cantidad de solución que se obtiene en los procesos de purga.
- Medir el flujo másico de la recirculación de solución en el absorbedor para poder determinar el calor extraído de este mediante un balance.
- Adquirir sensores de temperatura totalmente compatibles con amoníaco, para evitar fugas y contratiempos.
- Adquirir sensores de flujo másico capaces de medir flujos menores a 50 gramos por minuto, para ser utilizados particularmente en la línea de tubería del refrigerante producido, ya que a temperaturas de condensación altas (>30°C) la cantidad de refrigerante producido es de ese orden.

Propiedades Termodinámicas de la Solución Amoniacaco-Nitrato de Litio

En esta sección se muestran a detalle las ecuaciones utilizadas para el cálculo de las propiedades de la solución NH_3-LiNO_3 , necesarias para llevar a cabo los balances de energía en el absorbedor y generador, las propiedades de principal interés para el balance son: concentración, densidad, calor específico y entalpía. Para más información acerca de las ecuaciones presentadas a continuación se puede consultar [102].

Presión de Equilibrio de la Solución (kPa)

$$P(X, T) = \exp\left[A + \frac{B}{T + 273.15}\right] \quad (A.1)$$

para:

$$A = 16.29 + 3.859(1 - X)^3 \quad (A.2)$$

$$B = -2802 - 4192(1 - X)^3 \quad (A.3)$$

Entalpía de la Solución (kJ/kg)

$$h(X, T) = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (A.4)$$

para:

$$B = 1.15125 + 3.382678X \quad (A.5)$$

$$C = 10^{-3}(1.099 + 2.3965X) \quad (A.6)$$

$$D = 10^{-5}(3.93333X) \quad (A.7)$$

Si $X \leq 0.54$:

$$A = -215 + 1570(0.54 - X)^2 \quad (\text{A.8})$$

Si $X \geq 0.54$:

$$A = -215 + 689(X - 0.54)^{3/2} \quad (\text{A.9})$$

Densidad de la Solución (kg/m^3)

$$\rho(T, X) = A + B + C + D \quad (\text{A.10})$$

donde:

$$A = 2046.222 \quad (\text{A.11})$$

$$B = -1409.653\sqrt{X} \quad (\text{A.12})$$

$$C = -1.3463T \quad (\text{A.13})$$

$$D = -0.0039T^2 \quad (\text{A.14})$$

Viscosidad Dinámica de la Solución ($kg/m \cdot s$)

$$\mu(T, X) = A[(1 - X)^B + \exp(C) \cdot (D)] \quad (\text{A.15})$$

para:

$$A = -5.1835T + 992.337 \quad (\text{A.16})$$

$$B = 0.08333T + 6.8333 \quad (\text{A.17})$$

$$C = -0.01147T - 1.744 \quad (\text{A.18})$$

$$D = 0.000001 \quad (\text{A.19})$$

Conductividad Térmica ($kW/m \cdot K$)

$$\lambda(T, X) = 0.001[0.2093 + 0.47 * 10^{-8}T + [-0.15478 - 0.0007612T - 0.15353 * 10^{-4}T^2]X] \quad (\text{A.20})$$

Calor específico ($kJ/kg \cdot K$)

$$C_p(T, X) = 0.115125 + 0.3382678X + (0.002198 + (0.004793X))T + 0.000118X * T^2 \quad (\text{A.21})$$

Apéndice B

Propagación de errores

En la presente sección se describe la forma en que se llevó a cabo el cálculo de la incertidumbre correspondiente al coeficiente de operación externo, lo cual es necesario para no restarle objetividad a los resultados presentados anteriormente. Posterior a la descripción del procedimiento para la obtención de la magnitud de la incertidumbre para cada corrida experimental, se incluye una tabla donde son presentados dichos valores.

Descripción del cálculo

Ninguna experimentación que involucre la medición de uno o más parámetros está exenta de incurrir en errores que pueden ser originados por el observador, el instrumento de medida, por factores externos como son los ambientales o bien por las tolerancias geométricas del objeto de medida. Un error de medición se define como la diferencia entre el valor medido y el valor verdadero. La incertidumbre se puede entender como el valor de la semi-amplitud de un intervalo en el cual se estima que se encuentra el valor real de un parámetro medido, en términos teóricos y prácticos es imposible hallar la incertidumbre con absoluta certeza.

Una vez que se entiende que a cada valor medido le corresponde un valor de incertidumbre determinado, es posible comprender que si dicho valor (o valores) se utiliza(n) en el cálculo de otras variables dependientes, entonces al resultado le corresponderá un valor de incertidumbre, es decir, el error se propaga en una forma que dependerá del tipo de cálculo realizado y de la magnitud de las incertidumbres involucradas de acuerdo a la reglas de la propagación de errores que se muestran enseguida.

Reglas de la propagación de errores

Si conocemos dos cantidades y sus respectivas incertidumbres $x \pm \delta x$ y $y \pm \delta y$, con las cuales realizamos las operaciones básicas como suma, resta, multiplicación o división, el cálculo de la incertidumbre del resultado se calcula como se muestra a continuación.

Suma o Resta

El error absoluto del resultado se calcula como:

$$\delta(x + y) = \delta(x - y) = \sqrt{(\delta x)^2 + (\delta y)^2} \quad (\text{B.1})$$

Producto o Cociente

El error relativo del producto o cociente se calcula como:

$$\frac{\delta(xy)}{xy} = \frac{\delta(x/y)}{x/y} = \sqrt{\left(\frac{\delta x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\delta y}{y}\right)^2} \quad (\text{B.2})$$

Multiplicación por una constante

Cuando una cantidad desconocida (o con incertidumbre) se multiplica por una constante, el error absoluto del producto se calcula simplemente como la constante multiplicada por el error absoluto de la cantidad desconocida; el error relativo del producto es igual al error relativo de la cantidad desconocida, así:

$$\delta(Kx) = K\delta x \quad (\text{B.3})$$

y,

$$\frac{\delta(Kx)}{Kx} = \frac{\delta(x)}{x} \quad (\text{B.4})$$

Potencias

El cálculo del error absoluto de una cantidad incierta elevada a una potencia determinada se calcula como:

$$\delta(x^n) = nx^{n-1} * \delta x \quad (\text{B.5})$$

donde n puede ser cualquier número real.

En operaciones combinadas es posible utilizar la regla de la cadena, la cual consiste en tratar una expresión como si fuera una variable, y aplicar las reglas anteriores hasta que se obtiene una expresión que contiene los errores de todas las funciones.

En la figura B.1 se muestran los valores absolutos de los errores calculados para el coeficiente de operación en cada punto evaluado a temperaturas de generación $T_g = 85$ y 90°C , los errores absolutos a las temperaturas restantes de generación pueden ser vistos en la figura B.2. Las variables mostradas en la figura son aquellas que fueron utilizadas para obtener el valor de la incertidumbre en cada punto mostrado, los subíndices g y e , hacen alusión a los valores en el generador y en el evaporador respectivamente. De acuerdo a la nomenclatura utilizada en todo el documento, La letra m es utilizada para referir un flujo másico, T para temperatura, y Q para calor.

T_g (°C)	T_c (°C)	m_g (kg/min)	m_e (kg/min)	$T_{ent,e}$ (°C)	$T_{sal,e}$ (°C)	$T_{ent,g}$ (°C)	$T_{sal,g}$ (°C)	Q_{evap} (kW)	Q_{gener} (kW)	COP_{ext}	error COP
85	18	14.84	5.09	25.5	19.3	85.0	82.4	1.03	2.74	0.40	0.07
	20	15.04	5.15	24.1	18.1	85.1	82.9	0.94	2.34	0.42	0.09
	22	14.99	5.16	23.0	17.4	85.1	83.1	0.74	2.17	0.37	0.08
	24	14.82	5.17	22.4	17.3	85.0	82.8	0.56	2.17	0.26	0.05
	26	14.75	5.17	22.0	17.0	85.2	83.4	0.51	1.86	0.28	0.07
	28	14.69	5.15	21.8	16.8	85.2	83.5	0.48	1.77	0.28	0.07
	30	14.80	5.17	21.4	16.6	85.0	83.4	0.38	1.68	0.26	0.07
	32	14.85	5.15	20.9	16.3	84.9	83.3	0.32	1.66	0.21	0.06
	34	14.82	5.14	20.6	16.4	85.0	83.2	0.21	1.86	0.12	0.03
	36	14.64	5.17	25.4	17.8	90.1	87.4	1.55	2.80	0.59	0.10
90	20	14.76	5.16	24.9	17.6	90.1	87.5	1.44	2.68	0.57	0.10
	22	14.84	5.12	25.2	18.0	90.1	88.1	1.39	2.12	0.69	0.15
	24	14.80	5.31	26.2	19.0	90.1	87.8	1.49	2.35	0.67	0.13
	26	14.72	5.33	25.2	18.4	90.1	88.1	1.34	2.07	0.69	0.15
	28	15.09	5.35	25.6	19.0	90.1	88.3	1.25	2.06	0.66	0.16
	30	14.98	5.33	25.3	18.8	90.1	88.5	1.21	1.69	0.76	0.21
	32	14.90	5.33	25.0	18.5	90.1	88.7	1.21	1.74	0.74	0.24
	34	14.84	5.33	26.1	20.2	90.1	88.6	1.06	1.76	0.63	0.18
	36	14.89	5.34	25.7	19.6	90.1	88.8	1.11	1.77	0.67	0.22

Figura B.1: Propagación de errores de los coeficientes externos para $T_g = 85$ y 90°C

T_g (°C)	T_c (°C)	m_g (kg/min)	m_e (kg/min)	$T_{ent,e}$ (°C)	$T_{sal,e}$ (°C)	$T_{ent,g}$ (°C)	$T_{sal,g}$ (°C)	Q_{evap} (kW)	Q_{gener} (kW)	COP_{ext}	error COP
95	18	15.25	4.99	22.2	15.6	95.0	91.9	1.08	3.29	0.34	0.05
	20	15.23	5.15	21.2	14.6	95.0	91.6	1.07	3.62	0.30	0.04
	22	15.20	5.14	20.1	13.9	95.1	91.8	0.91	3.38	0.28	0.04
	24	15.17	5.16	18.8	13.0	94.9	91.8	0.75	3.37	0.23	0.03
	26	15.19	5.15	17.7	12.2	95.0	92.1	0.58	3.06	0.20	0.03
	28	15.11	5.16	17.0	12.0	95.0	92.1	0.40	3.05	0.14	0.02
	30	14.95	5.12	26.9	19.4	95.0	93.3	1.54	1.76	0.80	0.21
	32	14.93	5.14	26.6	20.1	95.0	93.3	1.24	1.88	0.70	0.17
	34	14.95	5.14	26.7	20.7	95.1	93.5	1.06	1.65	0.69	0.19
	36	14.96	5.12	27.0	21.4	95.1	93.8	0.94	1.38	0.73	0.24
100	18	14.96	5.00	23.6	15.6	99.9	95.8	1.57	4.29	0.39	0.05
	20	14.96	5.11	22.4	14.6	100.0	96.4	1.49	3.84	0.40	0.05
	22	14.93	5.17	21.4	14.0	100.0	96.7	1.33	3.46	0.40	0.06
	24	14.88	5.17	20.4	13.4	100.1	97.2	1.16	3.02	0.39	0.06
	26	14.94	5.18	19.6	13.0	100.0	97.0	1.03	3.04	0.35	0.06
	28	15.00	5.16	19.1	12.8	100.0	97.0	0.89	3.15	0.29	0.05
	30	15.02	5.15	18.6	12.5	100.0	96.9	0.83	3.28	0.26	0.04
	32	14.86	5.08	28.4	22.3	100.0	98.2	1.17	1.85	0.68	0.17
	34	15.25	5.13	28.4	22.3	100.1	98.2	1.18	2.05	0.61	0.14
	36	15.26	5.15	28.3	22.1	100.0	98.1	1.17	2.10	0.60	0.14
105	18	15.33	5.18	28.1	22.0	100.0	98.0	1.17	2.13	0.58	0.13
	20	15.14	5.07	20.6	12.3	105.0	101.3	1.58	3.93	0.41	0.05
	22	15.17	5.12	19.0	11.4	105.0	101.2	1.30	4.03	0.33	0.04
	24	15.30	5.10	17.9	10.9	105.0	101.6	1.04	3.57	0.30	0.04
	26	15.36	5.13	17.1	11.0	105.0	101.4	0.75	3.88	0.20	0.03
	28	15.38	5.11	16.7	11.2	105.0	101.8	0.55	3.38	0.17	0.03
	30	14.91	4.99	16.4	11.3	105.0	101.7	0.39	3.44	0.12	0.02
	32	10.43	5.14	28.0	21.8	105.0	101.7	1.19	2.45	0.50	0.07
	34	13.00	5.16	27.7	21.6	105.1	102.2	1.17	2.63	0.48	0.08
	36	15.25	5.16	27.4	21.4	105.0	102.9	1.10	2.27	0.51	0.11

Figura B.2: Propagación de errores de los coeficientes externos $T_g = 95, 100$ y 105°C

Referencias

- [1] BP. Bp statistical review of world energy june 2013. Technical report, BP (<http://www.bp.com/>), 2013.
- [2] U.S. Energy Information Administration. International energy outlook 2013. Technical report, *EIA*, 2013.
- [3] Subsecretaría de Planeación Energética y Desarrollo Tecnológico. Balance nacional de energía 2011. Technical report, SECRETARÍA DE ENERGÍA, 2011. Basado en datos del sistema de información energética *SIE*(<http://sie.energia.gob.mx/>).
- [4] Ibrahim Dincer and Mehmet Kanoglu. *Refrigeration systems and applications*. Wiley.com, 2011.
- [5] Da-Wen Sun. Comparison of the performances of $NH_3 - H_2O$, $NH_3 - LiNO_3$ and $NH_3 - NaSCN$ absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 39(5):357–368, 1998.
- [6] Robert Tozer, Athar Syed, and Graeme Maidment. Extended temperature–entropy (T-s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles. *International journal of refrigeration*, 28(5):689–697, 2005.
- [7] Yolanda Cuenca, Daniel Salavera, Anton Vernet, and Manel Vallès. Thermal conductivity of ammonia + water mixtures over a wide range of concentrations. *International Journal of Refrigeration*, 36(3):998–1003, May 2013.
- [8] Marina Donate, Luis Rodriguez, Antonio De Lucas, and Juan F Rodríguez. Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. *International journal of refrigeration*, 29(1):30–35, 2006.
- [9] S Arivazhagan, R Saravanan, and S Renganarayanan. Experimental studies on hfc based two-stage half effect vapour absorption cooling system. *Applied thermal engineering*, 26(14):1455–1462, 2006.
- [10] RZ Wang and Y Li. Perspectives for natural working fluids in china. *International journal of refrigeration*, 30(4):568–581, 2007.

-
- [11] AN Abdelmessih, M Abbas, A Al-Hashem, and J Munson. Ethylene glycol/water as working fluids for an experimental absorption cycle. *Experimental heat transfer*, 20(2):87–102, 2007.
- [12] V Muthu, R Saravanan, and S Renganarayanan. Experimental studies on r134a-dmac hot water based vapour absorption refrigeration systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(2):175–181, 2008.
- [13] R Lizarte, M Izquierdo, JD Marcos, and E Palacios. Experimental comparison of two solar-driven air-cooled $LiBr - H_2O$ absorption chillers: Indirect versus direct air-cooled system. *Energy and Buildings*, 62:323–334, 2013.
- [14] J Darkwa and S Fraser. Performance of an integrated solar absorption cooling system in a sub-tropical region. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 7(3):199–207, 2012.
- [15] Han Dong Wang. Experimental study on lino3-nh3 diffusion-absorption refrigeration system. *Key Engineering Materials*, 474:2335–2340, 2011.
- [16] Md Raisul Islam, NE Wijesundera, and JC Ho. Etude sur la performance d'un absorbeur a film tombant dote d'une configuration a inversion du film. *International Journal of Refrigeration*, 26(8):909–917, 2003.
- [17] J Mark Meacham and Srinivas Garimella. Ammonia-water absorption heat and mass transfer in microchannel absorbers with visual confirmation. *ASHRAE Transactions*, 110(1), 2004.
- [18] Jung-In Yoon, Thanh Tong Phan, Choon-Geun Moon, Ho-Saeng Lee, and Seok-Kwon Jeong. Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube falling film absorber with small diameter tubes. *Heat and Mass Transfer*, 44(4):437–444, 2008.
- [19] S Tharves Mohideen and S Renganarayanan. Experimental studies on heat and mass transfer performance of a coiled tube absorber for r134a-dmac based absorption cooling system. *Heat and Mass Transfer*, 45(1):47–54, 2008.
- [20] Jesús Cerezo, Mahmoud Bourouis, Manel Vallès, Alberto Coronas, and Roberto Best. Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines. *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6):1005 – 1011, 2009.
- [21] P Balamurugan and A Mani. Heat and mass transfer studies on compact generator of r134a/dmf vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 35(3):506–517, 2012.
- [22] Syed AM Said, Maged Al El-Shaarawi, and Muhammad U Siddiqui. Alternate designs for a 24-hour operating solar powered absorption refrigeration technology. *International Journal of Refrigeration*, 2012.
-

-
- [23] SM Xu, XD Huang, and R Du. An investigation of the solar powered absorption refrigeration system with advanced energy storage technology. *Solar energy*, 85(9):1794–1804, 2011.
- [24] Guangming Chen and Eiji Hihara. A new absorption refrigeration cycle using solar energy. *Solar Energy*, 66(6):479–482, 1999.
- [25] YL Yin, ZP Song, Y Li, RZ Wang, and XQ Zhai. Experimental investigation of a mini-type solar absorption cooling system under different cooling modes. *Energy and Buildings*, 47:131–138, 2012.
- [26] Daliang Hong, Limin Tang, Yijian He, and Guangming Chen. A novel absorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 30(14):2045–2050, 2010.
- [27] Gu Yaxiu, Wu Yuyuan, and Ke Xin. Experimental research on a new solar pump-free lithium bromide absorption refrigeration system with a second generator. *Solar Energy*, 82(1):33–42, 2008.
- [28] Jorge AJ Caeiro. Experimental testing of an innovative lithium-bromide water absorption refrigeration cycle coupled with ice storage. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 3(1):59–69, 2008.
- [29] Timothy C Wagner, Lynn Rog, and Sung-Han Jung. Development of a simultaneous cooling and heating absorption chiller for combined heat and power systems. In *ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pages 73–78. American Society of Mechanical Engineers, 2007.
- [30] S.U. Llamas, J. V. Herrera, R. Cuevas, V.H. Gómez, O. García-Valladares, J. Cerezo, and Best R. Development of a small capacity ammonia-lithium nitrate absorption refrigeration system. In *2nd Int. Conference on Solar Air-Conditioning*, pages 470–475, 2007.
- [31] V.H. Gómez, A Vidal, R Best, O García-Valladares, and N. Velázquez. Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 28(8):975–987, 2008.
- [32] Pablo Bermejo, Francisco Javier Pino, and Felipe Rosa. Solar absorption cooling plant in seville. *Solar Energy*, 84(8):1503–1512, 2010.
- [33] ZG Sun and KH Guo. Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system driven by a gas engine. *International journal of energy research*, 30(13):1109–1116, 2006.
- [34] R Lizarte, M Izquierdo, JD Marcos, and E Palacios. An innovative solar-driven directly air-cooled $LiBr-H_2O$ absorption chiller prototype for residential use. *Energy and Buildings*, 47:1–11, 2012.
-

-
- [35] C. Monné, S. Alonso, F. Palacín, and J. Guallar. Stationary analysis of a solar $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 34(2):518 – 526, 2011.
- [36] S Du, RZ Wang, P Lin, ZZ Xu, QW Pan, and SC Xu. Experimental studies on an air-cooled two-stage $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ solar absorption air-conditioning prototype. *Energy*, 45(1):581–587, 2012.
- [37] Yilin Fan, Lingai Luo, and Bernard Souyri. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(8):1758–1775, 2007.
- [38] P Wimolsiri. Solar cooling and sustainable refrigeration, 2005.
- [39] Nobuo Nakahara, Yasuyuki Miyakawa, and Mitsunobu Yamamoto. Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector. *Solar Energy*, 19(6):657–662, 1977.
- [40] MR Yeung, PK Yuen, A Dunn, and LS Cornish. Performance of a solar-powered air conditioning system in hong kong. *Solar Energy*, 48(5):309–319, 1992.
- [41] A Syed, M Izquierdo, P Rodriguez, G Maidment, J Missenden, A Lecuona, and R Tozer. A novel experimental investigation of a solar cooling system in madrid. *International Journal of refrigeration*, 28(6):859–871, 2005.
- [42] F Assilzadeh, Soteris A Kalogirou, Y Ali, and K Sopian. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy*, 30(8):1143–1159, 2005.
- [43] AA Argiriou, CA Balaras, S Kontoyiannidis, and E Michel. Numerical simulation and performance assessment of a low capacity solar assisted absorption heat pump coupled with a sub-floor system. *Solar energy*, 79(3):290–301, 2005.
- [44] Ming Qu, Hongxi Yin, and David H Archer. A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design. *Solar Energy*, 84(2):166–182, 2010.
- [45] Hans-Martin Henning and Jan Albers. Decision scheme for the selection of the appropriate technology using solar thermal air-conditioning. *IEA Solar Heating and Cooling, Task, 25*, 2004.
- [46] A González-Gil, M Izquierdo, JD Marcos, and E Palacios. Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide–water absorption prototype for solar air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 31(16):3358–3368, 2011.
-

-
- [47] U Jakob, U Eicker, D Schneider, AH Taki, and MJ Cook. Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 28(10):1138–1150, 2008.
- [48] Constantinos A Balaras, Gershon Grossman, Hans-Martin Henning, Carlos A Infante Ferreira, Erich Podesser, Lei Wang, and Edo Wiemken. Solar air conditioning in europe—an overview. *Renewable and sustainable energy reviews*, 11(2):299–314, 2007.
- [49] RZ Wang. Adsorption refrigeration research in shanghai jiao tong university. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(1):1–37, 2001.
- [50] YZ Lu, RZ Wang, M Zhang, and S Jiangzhou. Adsorption cold storage system with zeolite–water working pair used for locomotive air conditioning. *Energy conversion and management*, 44(10):1733–1743, 2003.
- [51] AH Uppal, B Norton, and SD Probert. A low-cost solar-energy stimulated absorption refrigerator for vaccine storage. *Applied energy*, 25(3):167–174, 1986.
- [52] MD Staicovici. An autonomous solar ammonia-water refrigeration system. *Solar energy*, 36(2):115–124, 1986.
- [53] FZ Sierra, R Best, and FA Holland. Experiments on an absorption refrigeration system powered by a solar pond. *Heat Recovery Systems and CHP*, 13(5):401–408, 1993.
- [54] K Oertel and M Fischer. Adsorption cooling system for cold storage using methanol/silicagel. *Applied Thermal Engineering*, 18(9):773–786, 1998.
- [55] A De Francisco, R Illanes, JL Torres, M Castillo, M De Blas, E Prieto, and A García. Development and testing of a prototype of low-power water–ammonia absorption equipment for solar energy applications. *Renewable Energy*, 25(4):537–544, 2002.
- [56] M Achuthan, A Venkataraman, and R Rathnasamy. Experimental analysis on the performance and characteristics of compact solar refrigeration system. *Distributed Generation and Alternative Energy Journal*, 26(3):66–80, 2011.
- [57] N Medini, B Marmottant, S El Golli, and Ph Grenier. Etude d’une machine solaire autonome à fabriquer de la glace. *International Journal of Refrigeration*, 14(6):363–367, 1991.
- [58] RE Critoph. An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling. *Renewable Energy*, 5(1):502–508, 1994.
- [59] NM Khattab. A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Applied thermal engineering*, 24(17):2747–2760, 2004.
- [60] Catherine Hildbrand, Philippe Dind, Michel Pons, and Florian Buchter. A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. *Solar Energy*, 77(3):311–318, 2004.
-

- [61] M Li, RZ Wang, YX Xu, JY Wu, and AO Dieng. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renewable energy*, 27(2):211–221, 2002.
- [62] M Li, CJ Sun, RZ Wang, and WD Cai. Development of no valve solar ice maker. *Applied thermal engineering*, 24(5):865–872, 2004.
- [63] W Rivera, G Moreno-Quintanar, CO Rivera, R Best, and F Martínez. Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate. *Solar Energy*, 85(1):38–45, 2011.
- [64] G Moreno-Quintanar, W Rivera, and R Best. Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures $NH_3 - LiNO_3$ and $NH_3 - LiNO_3 - H_2O$. *Renewable Energy*, 38(1):62–68, 2012.
- [65] Daniele Ludovisi, William M. Worek, and Milton Meckler. Simulation of a double-effect absorber cooling system operating at elevated vapor recompression levels. *HVAC&R Research*, 12(3):533–547, 2006.
- [66] Adnan Sözen and Mehmet Özalp. Solar-driven ejector-absorption cooling system. *Applied energy*, 80(1):97–113, 2005.
- [67] Chan Woo Park, Junemo Koo, and Yong Tae Kang. Performance analysis of ammonia absorption cycle for combined cooling and hot water supply modes. *International Journal of Refrigeration*, 31(4):727–733, 2008.
- [68] Wan Zhongmin Shu Shuiming Hu Xinhua. A novel high-efficient solar absorption refrigeration cycles. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition)*, 9:026, 2006.
- [69] M Venegas, M Izquierdo, and JI Nogueira. Design of spray absorbers for $LiNO_3 - NH_3$ absorption refrigeration systems. *Atomization and Sprays*, 15(4), 2005.
- [70] Selahattin Göktun and İ.Deha Er. Optimum performance of irreversible cascaded and double effect absorption refrigerators. *Applied Energy*, 67(3):265 – 279, 2000.
- [71] Joan Carles Bruno, Víctor Ortega-López, and Alberto Coronas. Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant. *Applied Energy*, 86(6):837 – 847, 2009.
- [72] Yunho Hwang. Potential energy benefits of integrated refrigeration system with micro-turbine and absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 27(8):816 – 829, 2004.
- [73] I. Pilatowsky, R.J. Romero, C.A. Isaza, S.A. Gamboa, W. Rivera, P.J. Sebastian, and J. Moreira. Simulation of an air conditioning absorption refrigeration system in a co-generation process combining a proton exchange membrane fuel cell. *International*
-

- Journal of Hydrogen Energy*, 32(15):3174 – 3182, 2007. International Symposium on Solar-Hydrogen-Fuel Cells 2005.
- [74] Fahad A Al-Sulaiman, Feridun Hamdullahpur, and Ibrahim Dincer. Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. *Renewable Energy*, 48:161–172, 2012.
- [75] Francesco Calise. High temperature solar heating and cooling systems for different mediterranean climates: dynamic simulation and economic assessment. *Applied Thermal Engineering*, 32:108–124, 2012.
- [76] Ricardo Vasquez Padilla, Gökmen Demirkaya, D Yogi Goswami, Elias Stefanakos, and Muhammad M Rahman. Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture. *Energy*, 35(12):4649–4657, 2010.
- [77] Todd Otanicar, Robert A Taylor, and Patrick E Phelan. Prospects for solar cooling—an economic and environmental assessment. *Solar Energy*, 86(5):1287–1299, 2012.
- [78] RJ Romero, Luis Guillen, and I Pilatowsky. Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system. *Applied thermal engineering*, 25(5):867–876, 2005.
- [79] JM Abdulateef, K Sopian, and MA Alghoul. Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 3(1):17–24, 2008.
- [80] CO Rivera and W Rivera. Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture. *Solar energy materials and solar cells*, 76(3):417–427, 2003.
- [81] N Chekir, Kh Mejbri, and A Bellagi. Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures. *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION-REVUE INTERNATIONALE DU FROID*, 29(3):469–475, 2006.
- [82] N Ben Ezzine, R Garma, and A Bellagi. A numerical investigation of a diffusion-absorption refrigeration cycle based on r124-dmac mixture for solar cooling. *Energy*, 35(5):1874–1883, 2010.
- [83] LJ He, LM Tang, and GM Chen. Performance prediction of refrigerant-dmf solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. *Solar Energy*, 83(11):2029–2038, 2009.
- [84] José Fernández-Seara, Francisco J Uhía, and Jaime Sieres. Analysis of an air cooled ammonia–water vertical tubular absorber. *International journal of thermal sciences*, 46(1):93–103, 2007.
-

-
- [85] M Venegas, M Izquierdo, M De Vega, and A Lecuona. Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat. *International journal of energy research*, 26(8):775–791, 2002.
- [86] Yong Tae Kang, Atsushi Akisawa, and Takao Kashiwagi. Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types. *International Journal of Refrigeration*, 23(6):430–443, 2000.
- [87] Olivier Marc, Guillaume Anies, Franck Lucas, and Jean Castaing-Lasvignottes. Assessing performance and controlling operating conditions of a solar driven absorption chiller using simplified numerical models. *Solar Energy*, 86(9):2231–2239, 2012.
- [88] Ursula Eicker, Dirk Pietruschka, and Ruben Pesch. Heat rejection and primary energy efficiency of solar driven absorption cooling systems. *International journal of refrigeration*, 35(3):729–738, 2012.
- [89] A Al-Alili, MD Islam, I Kubo, Y Hwang, and R Radermacher. Modeling of a solar powered absorption cycle for abu Dhabi. *Applied Energy*, 93:160–167, 2012.
- [90] JA Hernández, W Rivera, D Colorado, and G Moreno-Quintanar. Optimal cop prediction of a solar intermittent refrigeration system for ice production by means of direct and inverse artificial neural networks. *Solar Energy*, 86(4):1108–1117, 2012.
- [91] Ayman A Aly, El-Shafei B Zeidan, and Ahmed M Hamed. Solar-powered open absorption cycle modeling with two desiccant solutions. *Energy Conversion and Management*, 52(7):2768–2776, 2011.
- [92] Daniel Saucedo, Nicolás Velázquez, Octavio García-Valladares, and Ricardo Beltrán. Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle. *Journal of mechanical science and technology*, 25(6):1399–1408, 2011.
- [93] N Ortega, O García-Valladares, R Best, and VH Gómez. Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator. *Renewable Energy*, 33(9):2064–2076, 2008.
- [94] Darine Zambrano, Carlos Bordons, Winston Garcia-Gabin, and Eduardo F Camacho. Model development and validation of a solar cooling plant. *International Journal of Refrigeration*, 31(2):315–327, 2008.
- [95] Rabah Gomri. Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 51(8):1629–1636, 2010.
- [96] Gustavo R Figueredo, Mahmoud Bourouis, and Alberto Coronas. Thermodynamic modelling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels. *Applied thermal engineering*, 28(2):211–217, 2008.
-

-
- [97] I Pilatowsky, W Rivera, and RJ Romero. Thermodynamic analysis of monomethylamine–water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures. *Solar energy materials and solar cells*, 70(3):287–300, 2001.
- [98] Isaac Pilatowsky, Wilfrido Rivera, and JR Romero. Performance evaluation of a monomethylamine–water solar absorption refrigeration system for milk cooling purposes. *Applied thermal engineering*, 24(7):1103–1115, 2004.
- [99] Isaac Pilatowsky, Rosenberg J Romero, CA Isaza, SA Gamboa, PJ Sebastian, and W Rivera. *Cogeneration Fuel Cell-Sorption Air Conditioning Systems*. Springer, 2011.
- [100] Yunus A Çengel, Michael A Boles, and Cázares, Gabriel Nagore. *Termodinámica*. McGraw-Hill México, 2003.
- [101] Javier Alejandro Hernández Magallanes. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco. Master's thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.
- [102] CA Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32(2):231–236, 1984.
- [103] Ibrahim Dincer. *Heat transfer in food cooling applications*. Taylor & Francis, 1997.
-