



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

DISEÑO Y PUESTA EN OPERACIÓN DE UNA PLANTA
PILOTO DE AIRE ACONDICIONADO OPERANDO CON
ENERGÍA SOLAR

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

PRESENTA:
ING. DONALDO CRUZ VILLEDA

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

TEMIXCO, MORELOS, AGOSTO 2019



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Best y Brown Roberto
Secretario: Dr. Gómez Espinoza Víctor Hugo
1er. Vocal: Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido
2er. Vocal: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier
3er. Vocal: Dr. Hernández Magllanes Javier Alejandro

La tesis se realizó en el Instituto de Energías Renovables, UNAM campus Morelos.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

*Amo xijkauaski ma tlami motonal yon se achi
timoyekolijtok*

A mis padres y hermanos.

Agradecimientos

A la Universidad Nacional Autónoma de México por los recursos e infraestructura que brinda a sus estudiantes y que me permitieron realizar una completa revisión teórica.

Al Instituto de Energías Renovables por las instalaciones que me permitieron llevar a cabo el desarrollo experimental.

Al Centro de Tecnología Avanzada unidad Querétaro por el espacio y recursos brindados para trabajar en durante la puesta en marcha de la planta piloto.

Al proyecto 09 del CEMIE-Sol por los recursos para la construcción de la máquina expuesta.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, así como a la Secretaría de Energía por el apoyo económico sin el cual no hubiese sido posible la realización del presente trabajo.

A los investigadores; Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco por su constante y pronta durante todo el proceso de tesis; a los doctores Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza y Dr. Javier Alejandro Hernández Magallanes por el diseño del sistema y las observaciones a la tesis; al Dr. Roberto Best y Brown y al Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez por sus contribuciones al presente trabajo.

Al equipo de trabajo del Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del IER-UNAM –Víctor Hugo Gómez Espinoza, Emmanuel Rey David Salazar Flores, Roy Solano, Sergio Ulises Llamas Guillén, Amílcar– por la construcción y ensamble de la máquina, así como la calibración de los sensores y constantes aportes al proceso experimental.

Al equipo de trabajadores del CIATEQ quienes colaboraron en la construc-

ción de la planta piloto. En especial al Mtro. Salvador Sosa Reyes por su apoyo a lo largo de la puesta en marcha y a la Ing. Diana García Carrera.

Al Dr. José Camilo Jiménez García por ayudarme en la instrumentación y operación del sistema experimental. Así como a mis colegas; el Ing. Daniel Hernández Tamayo y el Ing. Nicolás Iván Román Roldán por su apoyo a lo largo de la experimentación.

A Norma Elia Becerril Salazar por su ardua labor y su dedicación en el área de servicios escolares y en particular por haberme instruido, desde el primer día que pisé el instituto, en el seguimiento de cada trámite que me ha llevado a la obtención del grado.

Al Dr. Guillermo Barrios del Valle por todas las veces que me ayudó en el uso de LaTeX.

Al Ing. José Jaime Villalobos Gómez, jefe del taller mecánico del IER.

A mis padres por apoyarme en todas mis decisiones.

A mamá Lola por su eterno amor y sus enseñanzas.

A mis hermanos por su cariño.

A todos y cada uno de mis compañeros de generación, en especial a Gustavo Santos, Diego Gonzaga, Ana Laura Sarracino, Nairo, Jaque, Sonny Díaz, Gustavo Hernández, Beto, Alejandra Amezcua; por brindarme su amistad y conocimientos.

Declaración de autenticidad

Por medio de la presente declaro que, con salvedad a aquellos casos en los que se haga referencia a otros trabajos o autores, la presente tesis es un trabajo original; ningún apartado, ni mucho menos la totalidad de la misma, se ha presentado con la finalidad de obtener el grado en ésta o alguna otra universidad. Esta tesis es el resultado de mi propio esfuerzo y todo aporte se encuentra reconocido explícitamente.

Ing. Donaldo Cruz Villeda. Temixco, Morelos, Agosto 2019

Resumen

La presente tesis es el resultado de la evaluación de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con potencia nominal de 3.5 kW (1 TR) operado con . La evaluación se llevó a cabo en dos etapas; la primera a condiciones controladas en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México y, posteriormente, a condiciones ambientales en la planta piloto ubicada en el Centro de Tecnología Avanzada unidad Querétaro.

Los procesos de generación y absorción se realizan de manera simultánea. El generador y absorbedor son intercambiadores de calor de tubo y coraza dispuestos en posición horizontal mientras que el condensador, el evaporador y el generador son intercambiadores de placas.

Se realizó una revisión bibliográfica exhaustiva en la que se encontró que hasta ahora no se le ha dado un alto enfoque a la bomba de solución concentrada, por consiguiente, se instalaron dos bombas de diferentes características para evaluar el desempeño del equipo con cada una; la primera, una bomba de la marca Marathon Electric, con flujo constante de hasta $2.5 \frac{kg}{min}$ y la segunda, una bomba de la marca Milton Roy de pistón, con flujo intermitente de hasta $4.5 \frac{kg}{min}$.

La evaluación consistió en variar la temperatura de los flujos de generación y condensación; Para la bomba Marathon Electric la temperatura de generación, T_{Gen} , se varió de 90 a 100°C en intervalos de 5°C, para cada T_{Gen} , se analizó un rango de condensación de 20 a 28°C en intervalos de 2°C. El mayor flujo de la bomba Milton Roy permitió ampliar estos rangos; para la generación fue posible operar a 85°C mientras que el límite de condensación subió a 30°C. Estas temperaturas tuvieron como fin simular el rango de temperaturas de la planta piloto.

Para la evaluación, se instrumentó con sensores de flujos, presión y tempera-

tura, éstos se colocaron a la entrada y salida de cada componente. Gracias a esto se pudo hacer una comparación de los parámetros internos y externos, es decir del intercambio de calor efectivo.

Los resultados avalan que es posible mantener la temperatura a la entrada del evaporador de 4.1°C al operar en los rangos de temperatura de 85.1°C a la entrada del generados y 19.9°C a la entrada del condensador. Con ambas bombas se alcanzó la potencia interna de diseño y se obtuvo una potencia externa de refrigeración máxima de 5.12 kW , muy por arriba de la de diseño. También se comprobó la mejora al colocar la válvula de expansión a la salida del economizador.

Por último, se evaluó el equipo como parte de la planta piloto instalada en el CIATEQ. Al sistema de calentamiento se suministró el calor a partir de un banco de colectores solares planos cuya área total fue de 62.37 m^2 capaz de alcanzar temperaturas constantes arriba de 90°C .

De la evaluación en la planta piloto se alcanzó una mínima temperatura de 15.4°C , una potencia de enfriamiento interna de 1.6 kW y se estimó un COP de 0.2 ; estos resultados no fueron similares a los de la evaluación a condiciones controladas debido diversas fallas en la instrumentación así como a la posible pérdida de amoniaco.

Índice general

Índice de figuras	XIX
Índice de tablas	XXV
1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Energías renovables	2
1.2.1. Energía del sol	3
1.3. Situación energética en el mundo	4
1.4. Situación energética en México	7
1.5. Energía por climatización y confort	8
1.5.1. Sector residencial	8
1.5.2. Sector comercio	9
1.5.3. Sector industrial	10
1.5.4. Sector servicios (Oficinas)	11
1.6. Impacto ambiental	11
1.7. Medidas ambientales	11
1.7.1. Normatividad	12
1.7.2. Protocolo de Montreal	12
1.7.3. CEMIES	14
1.8. Implicación económica	14
1.9. Refrigeración solar	15
1.9.1. Antecedentes de la refrigeración por solar	15
1.10. Mercado de la refrigeración solar	16
1.11. Estado del arte	16
1.11.1. Estudios teóricos	16
1.11.1.1. Sistemas operados con energía solar	17
1.11.1.2. Sistemas operados con fuente residual	18
1.11.2. Estudios experimentales	19
1.11.2.1. Sistemas operados con energía solar	20

ÍNDICE GENERAL

1.11.2.2. Sistemas operados con fuente residual	21
1.12. Justificación	22
1.13. Objetivos	22
1.13.1. Objetivo general	22
1.13.2. Objetivo específicos	23
1.14. Estructura de la Tesis	23
2. Marco Teórico	25
2.1. Energía	25
2.1.1. Primera ley de la termodinámica	26
2.1.2. Proceso reversible	26
2.1.3. Proceso irreversible	27
2.2. Entropía	27
2.2.1. Segunda ley de la termodinámica	28
2.3. Exergía	30
2.4. Refrigeración de Carnot	31
2.5. Refrigeración por compresión	32
2.5.1. Eficiencia de primera ley	34
2.5.2. Eficiencia de segunda ley	35
2.5.3. Coeficiente de operación	35
2.5.4. Proceso de compresión	36
2.6. Refrigerantes	37
2.6.1. Nomenclatura	38
2.6.2. Elección del refrigerante	39
2.6.2.1. Punto de ebullición	39
2.6.2.2. Viscosidad	41
2.6.2.3. Punto crítico y punto de congelación	41
2.6.2.4. Estabilidad química	41
2.6.2.5. Toxicidad y flamabilidad	42
2.6.3. Amoniaco	43
2.7. Refrigeración por absorción	44
2.7.0.1. Componentes del ciclo de refrigeración por absorción	44
2.7.0.2. Clasificación de los sistemas de absorción	47
2.7.1. Coeficiente de operación para un ciclo refrigeración térmica	49
2.7.1.1. COP reversible para un sistema de absorción	50
2.7.2. COP_{Int} y COP_{Ext}	50
2.7.2.1. Eficiencia de segunda ley para sistemas de absorción	51
2.8. Termodinámica de soluciones	51
2.9. Mezclas de refrigerantes para sistemas de absorción	55
2.9.1. Mezclas Azeotrópicas	56
2.9.2. Mezcla Amoniaco-Agua	57

2.9.3. Cristalización	57
2.9.4. Bromuro de litio – agua	58
2.10. Sistema de absorción contra sistema de compresión	59
3. Descripción del equipo y de la evaluación a condiciones controladas	61
3.1. Elementos	62
3.2. Funcionamiento	62
3.3. Descripción por componentes	63
3.3.1. Generador	63
3.3.2. Absorbedor	64
3.3.3. Tanque de almacenamiento	65
3.3.4. Condensador	65
3.3.5. Evaporador	65
3.3.6. Economizador	66
3.3.7. Bomba de aspas	66
3.3.8. Bomba de pistón	67
3.3.9. Rectificador	67
3.3.10. Válvulas	67
3.3.11. Base	69
3.3.12. Conexiones	71
3.4. Sistema real y sus dimensiones	73
3.5. Instrumentación	73
3.5.1. Sensores; calibración y conexión	74
3.5.2. Adquisición de datos	79
3.6. Sistemas auxiliares	83
3.6.1. Espacio refrigerado	83
3.6.2. Sistema de calentamiento	84
3.6.3. Sistema de enfriamiento por agua	85
3.7. Procedimientos de carga de la solución	85
3.7.1. Prueba de hermeticidad	85
3.7.2. Carga	86
4. Resultados de la evaluación controlada	89
4.1. Procedimiento experimental	89
4.2. Resultados experimentales	92
4.2.1. Temperatura de los flujos externos	92
4.2.2. Análisis por componentes	93
4.2.2.1. Generador	93
4.2.2.2. Economizador	95
4.2.2.3. Absorbedor	95

ÍNDICE GENERAL

4.2.2.4.	Evaporador	96
4.2.2.5.	Condensador	96
4.2.3.	Principales temperaturas	98
4.2.4.	Análisis paramétrico	98
4.2.4.1.	Válvula de expansión	100
4.2.4.2.	Válvula de solución diluida	100
4.2.4.3.	Válvulas de reflujo	101
4.2.4.4.	Potencia de la bomba al generador	102
4.2.5.	Incertidumbre	102
4.2.6.	Bomba de aspas	104
4.2.6.1.	Temperatura de evaporación	104
4.2.6.2.	Rango de presiones	105
4.2.6.3.	Potencia de generación	106
4.2.6.4.	Flujo de refrigerante	108
4.2.6.5.	Potencia de enfriamiento	109
4.2.6.6.	Coefficiente de operación	109
4.2.6.7.	COP reversible y eficiencia exergética	112
4.2.6.8.	Efectividad	113
4.2.7.	Bomba de pistón	113
4.2.7.1.	Temperatura de evaporación	113
4.2.7.2.	Rango de presiones	115
4.2.7.3.	Potencia de generación	115
4.2.7.4.	Flujo de refrigerante	118
4.2.7.5.	Potencia de enfriamiento	118
4.2.7.6.	Coefficiente de operación	118
4.2.7.7.	COP reversible y eficiencia exergética	121
4.2.7.8.	Efectividad	123
5.	Planta demostrativa	125
5.1.	Sistemas auxiliares	125
5.1.1.	Torre de enfriamiento	125
5.1.2.	Sistema de calentamiento	127
5.1.2.1.	Banco de colectores	128
5.1.2.2.	Termotanques	128
5.1.3.	Espacio refrigerado	131
5.2.	Acoplamiento	133
5.3.	Resultados de la puesta en marcha	135
5.4.	Protocolos de operación	137
5.4.1.	Protocolo de arranque	138
5.4.2.	Protocolo de paro	140

6. Conclusiones	143
6.1. Conclusiones	143
6.2. Recomendaciones	145
6.3. Estudios a futuro	145
A. Especificaciones de la torre	147
B. Relación de presión máxima y temperatura para la tubería de PPR	149
Bibliografía	151

Índice de figuras

1.1.	Variación de la temperatura global respecto al promedio de 1951-1980. Fuente: SEMARNAT	2
1.2.	Capacidad instalada de energía solar Fotovoltaica y Fototérmica en los últimos años. Fuente: IRENA	5
1.3.	Porcentaje de producción mundial de cada fuente de energía. Tomada de World Energy Resources 2016.	5
1.4.	Porcentajes mundiales de energía, 2016. Tomadas de World Energy Balances, IEA, 2018	6
1.5.	Relación de oferta y demanda de energía en México. Fuente: Secretaría de Energía.	7
1.6.	Porcentaje de consumo de un hogar; (a) con aire acondicionado (b) sin aire acondicionado. Fuente: CONUEE.	9
1.7.	Mejoras potenciales de los ciclos de refrigeración por absorción. Tomada de la revisión de Abed et al. 2017	17
2.1.	Enunciado de Kelvin-Planck: Es imposible convertir el 100 por ciento del calor suministrado, \dot{Q}_H , a una máquina térmica, MT, en potencia, \dot{W} . T_H es la temperatura del depósito a mayor temperatura.	29
2.2.	Segundo enunciado: De manera natural, es imposible que un depósito frío seda calor a un medio más caliente. T_C es la temperatura del depósito a menor temperatura, \dot{Q}_C es el calor transferido desde la fuente a menor temperatura	29
2.3.	Funcionamiento de las máquinas térmicas	30
2.4.	Ciclo de refrigeración de Carnot	32
2.5.	Componentes del sistema de refrigeración por compresión	33
2.6.	Diagrama T-s para un ciclo de refrigeración por compresión	33
2.7.	Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración por compresión	34
2.8.	Ganancia de efecto refrigerante debido al subenfriamiento del refrigerante en el condensador y sobrecalentamiento en el evaporador	34
2.9.	Esquema del incremento de entalpía en el compresor debido a irreversibilidades. El subíndice s indica el estado isentrópico.	37

ÍNDICE DE FIGURAS

2.10. Distribución de los sistema de refrigeración por absorción comparada con los sistemas por compresión	47
2.11. Distribución de los dispositivos de refrigeración por absorción en un diagrama P-T	48
2.12. Sistema de absorción reversible	51
2.13. Diagrama T-xy de una mezcla binaria. — Línea de los puntos de rocío - - - Línea los puntos de burbuja	52
2.14. Diagrama Presión-xy con espiras correspondientes a diferentes temperaturas ($T_a > T_m > T_b$). — Línea de los puntos de rocío - - - Línea los puntos de burbuja	53
2.15. Esquema del diagrama Entalpía – Fracción de masa. — Línea de los puntos de rocío - - - Línea los puntos de burbuja	54
2.16. Diagrama entalpía – fracción masa. - - - Líneas auxiliares del diagrama entalpía	55
2.17. Diferentes condiciones con puntos máximos y mínimos azeótropos	56
2.18. Función del rectificador ilustrada en un diagrama entalpía - fracción masa	58
3.1. Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor, IER-UNAM	62
3.2. Componentes del generador	63
3.3. Absorbedor	64
3.4. Condensador	65
3.5. Intercambiador de calor de placas	66
3.6. Bomba de aspas	67
3.7. Bomba de pistón	68
3.8. Rectificador helicoidal de tubo en tubo	68
3.9. Válvulas del sistema	69
3.10. Base del sistema de refrigeración	71
3.11. Distribución inicialmente planteada del sistema de absorción (Vista isométrica izquierda)	73
3.12. Sistema ensamblado de refrigeración por absorción	74
3.13. Distribución de los sensores del sistema	76
3.14. Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de presión	78
3.15. Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo tipo Omega	79
3.16. Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo volumétrico (flujos externos)	80
3.17. Diagrama de conexión eléctrica para el sensor de flujo volumétrico caliente (flujos externos)	80
3.18. Tarjeta de adquisición de datos conectada a sensores	80
3.19. Adquisidor de datos Agilent	81
3.20. Display del programa VEE para el monitoreo en tiempo real	82

3.21. Configuración del programa VEE para la obtención de variables indispensables	82
3.22. Sistema de bombeo de agua como espacio refrigerado	83
3.23. Sistema de calentamiento; bomba, resistencia y tanque de almacenamiento	84
3.24. Chiller de 5 toneladas de refrigeración para enfriamiento del equipo	85
3.25. Proceso de carga al a boya	86
3.26. Carga de la solución al sistema	88
4.1. Temperatura de condensación, T_{Cond} , y generación, T_{Gen} , a lo largo de una prueba típica	90
4.2. Pronta estabilidad del equipo a cambios en condiciones externas .	91
4.3. Tendencia de la temperatura del agua de los flujos externos	93
4.4. Tendencia de temperaturas en el generador	94
4.5. Tendencia de temperaturas en el economizador	95
4.6. Tendencia de temperaturas en el absorbedor	96
4.7. Tendencia de temperaturas en el evaporador	97
4.8. Tendencia de temperaturas en el condensador	97
4.9. Temperaturas del refrigerante para $T_{Cond} = 20 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ a $T_{Gen} = 95 \pm 0.3\text{gradC}$	99
4.10. Temperaturas del refrigerante para $T_{Cond} = 26 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ a $T_{Gen} = 95 \pm 0.3\text{gradC}$	99
4.11. Análisis paramétrico V_{exp}	100
4.12. Análisis paramétrico V_{exp} ; inestabilidad	101
4.13. Análisis paramétrico V_{dil}	101
4.14. Análisis paramétrico V_{dil} : Diferencia de presiones	102
4.15. Análisis paramétrico de frecuencia de la bomba del generador: Potencia de generación y enfriamiento.	103
4.16. Temperatura de evaporación respecto a la temperatura de condensación. B1	105
4.17. Rango de presión respecto a la T_{Cond} . B1	106
4.18. Potencia de generación externa respecto a la temperatura de condensación. B1	107
4.19. Potencia de generación interna respecto a la temperatura de condensación. B1	107
4.20. Comparación entre la potencia de generación interna y externa para $T_{Gen} = (95 \pm 0.3)^{\circ}\text{C}$. B1	108
4.21. Flujo de refrigerante respecto a la temperatura de condensación. B1	109
4.22. Potencia de evaporación externa respecto a la temperatura de condensación. B1	110

ÍNDICE DE FIGURAS

4.23. Potencia de evaporación interna respecto a la temperatura de condensación. B1	110
4.24. Comparación entre la potencia de enfriamiento interna y externa para $T_{Gen} = 95 \pm 0.3^\circ\text{C}$. B1	111
4.25. Coeficiente de operación externo respecto a la temperatura de condensación. B1	111
4.26. Coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación. B1	112
4.27. Coeficiente reversible respecto a la temperatura de condensación. B1	113
4.28. Eficiencia exergética respecto a la temperatura de condensación. B1	114
4.29. Efectividad del economizador respecto a la temperatura de condensación. B1	114
4.30. Temperatura de evaporación respecto a la temperatura de condensación. B2	115
4.31. Rango de presión respecto a la T_{Cond} . B2	116
4.32. Potencia de generación externa respecto a la temperatura de condensación. B2	116
4.33. Potencia de generación interna respecto a la temperatura de condensación. B2	117
4.34. Comparación entre la potencia de generación interna y externa para $T_{Gen} = (95 \pm 0.3)^\circ\text{C}$. B2	117
4.35. Flujo de refrigerante respecto a la temperatura de condensación. B2	118
4.36. Potencia de evaporación externa respecto a la temperatura de condensación. B2	119
4.37. Potencia de evaporación interna respecto a la temperatura de condensación. B2	119
4.38. Comparación entre la potencia de enfriamiento interna y externa para $T_{Gen} = 95 \pm 0.3^\circ\text{C}$. B2	120
4.39. Coeficiente de operación externo respecto a la temperatura de condensación. B2	120
4.40. Coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación. B2	121
4.41. Coeficiente reversible respecto a la temperatura de condensación. B1	122
4.42. Eficiencia exergética respecto a la temperatura de condensación. B2	122
4.43. Efectividad del economizador respecto a la temperatura de condensación. B2	123
5.1. CIATEQ parque industrial Bernardo Quintana	126
5.2. Torre de enfriamiento Delta T	126
5.3. Corrugado interno de la torre de enfriamiento Delta T	127
5.4. Bomba de agua de enfriamiento	127

5.5. Colector solar plano	128
5.6. Distribución y arreglo de los colectores	129
5.7. Tanque de expansión	129
5.8. Termostatos	130
5.9. Bomba para el agua caliente	131
5.10. Tanque de agua helada	131
5.11. Procesadora de aire	132
5.12. Bomba de agua helada	132
5.13. Tubería de Polipropileno Copolímero Random	133
5.14. Panel de control de los flujos externos	134
5.15. Instalación final del sistema	134
5.16. Vista panorámica de la planta piloto	135
5.17. Temperatura de los flujos de agua externos, planta piloto	136
5.18. Potencias y flujo de refrigerante, planta piloto	137

Índice de tablas

1.1.	Total de capacidad de energía renovable en el mundo, 2018	3
1.2.	Total de capacidad de energía renovable en México, 2018	4
1.3.	Oferta de energía en México por fuente de generación (PetaJoules). Fuente: SENER, Sistema de información energética.	8
1.4.	Distribución usos finales de energía en comercios	10
1.5.	Distribución usos finales de energía en industrias	10
1.6.	Distribución usos finales de energía en oficinas	11
1.7.	Acuerdos para la eliminación de sustancias dañinas para la capa de ozono, Protocolo de Montreal	13
2.1.	Refrigerantes inorgánicos, modificada de Jennings 1968/1958, pág. 491	39
2.2.	Presión de condensación y evaporación de los principales refrige- rantes, modificada de Hernández 1980/1973, pág. 342	40
2.3.	Toxicidad relativa y seguridad de refrigerantes, modificada de Jen- nings 1968/1958 pág. 506. * No es toxico, mas, en altas concen- traciones, causa incomodidad en el aparato respiratorio e incluso sofocación	42
2.4.	Características del amoniaco como refrigerante, modificada de Jen- nings 1968/1958 pp. 488-489	45
3.1.	Etiqueta de cada válvula del sistema	70
3.2.	Conjunto de piezas empleadas en la interconexión del sistema	72
3.3.	Instrumentación del sistema	75
3.4.	Ecuaciones de calibración de los RTD's	77
3.5.	Ecuaciones de calibración de los sensores de presión	77
3.6.	Ecuaciones de calibración de los sensores de presión	78
3.7.	Ecuaciones de calibración de los sensores de flujo	79
4.1.	Promedio de flujos de agua circundante	93

ÍNDICE DE TABLAS

5.1. Características técnicas de los calentadores solares	128
---	-----

Capítulo 1

Introducción

Este capítulo es básicamente el desarrollo de la justificación del proyecto, comienza con la presentación de datos acerca del impacto ambiental de los procesos energéticos actuales y la necesidad de recurrir a fuentes de energía sustentables. Sobre esta línea se muestran los esfuerzos mundiales y nacionales para la mitigación del cambio climático. El capítulo se centra en gran medida en la energía destinada a climatización y refrigeración en diferentes sectores para finalmente exponer los beneficios de la refrigeración térmica por absorción, capaces de operar con energía solar. Se muestra una revisión de los trabajos teóricos y experimentales con enfoque a las características del enfriador estudiado la presente tesis.

1.1. Antecedentes

De acuerdo con datos de la SEMARNAT (1), el promedio anual de temperatura global no ha dejado incrementar gradualmente desde 1977 con un incremento alarmante en 2016 cuando la temperatura alcanzó un grado mayor al promedio entre 1951-1980, Figura 1.1.

En pro de detener calentamiento global, la ONU ha advertido que las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) deben reducirse en 25 % de las emitidas en 2017 para limitar el incremento de temperatura a 2°C al 2030, o bien, 55 % menores para para limitarlo a 1.5°C (2).

Al 2017 las mayores potencias mundiales siguen manteniendo su lugar en el top de emisiones; lista que encabeza China con más de 12 giga toneladas de CO₂ equivalente (GtCO₂e), seguido de estados unidos con alrededor de 6 GtCO₂e y en tercer lugar la Unión Europea quienes, de estar en el rango de emisiones de Esta-

1. INTRODUCCIÓN

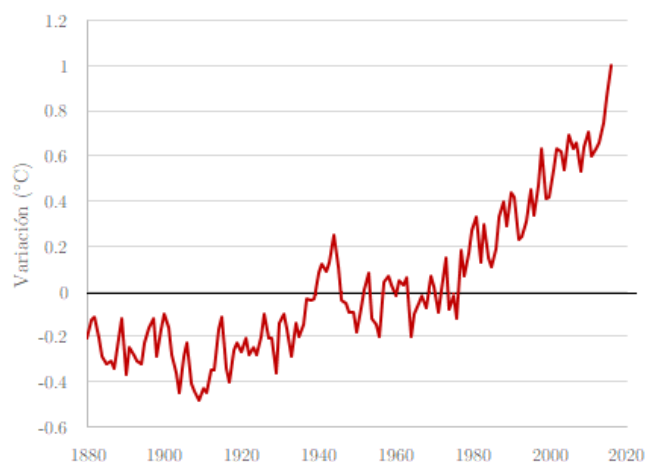


Figura 1.1: Variación de la temperatura global respecto al promedio de 1951-1980.

Fuente: SEMARNAT

dos Unidos, han logrado posicionarse muy por debajo; con un total de 4 GtCO₂e (cifra que se espera siga en descenso) (2).

Según los mismos reportes de la ONU, México tiene poco claro sus metas al respecto y con justa razón ya que estos países, seguidos de India, Rusia y Japón son responsables del más de la mitad de los contaminantes mundiales (a pesar de una población significativamente menor). En 2016 se ponderó a México como el responsable de tan sólo 1.5% del total mundial de emisiones (3).

Sectores claves en para la inversión en pro de reducir los GEI son; el sector energético, industria, silvicultura, transporte, agricultura y construcción los cuales podrían optimizarse a costos menores de \$100USD/tCO₂e. Es el sector energético es el principal sector responsable del calentamiento global (al 2016, 35.3 GtCO₂e provenían del sector (3)), por lo que se buscan propuestas para reducir su impacto. Tal como la optimización de sistemas, la recuperación de energía residual, reducir la intermitencia de sistemas solares y en general de las energías renovables.

1.2. Energías renovables

El total de capacidad instalada en energías limpias al 2018, según estadísticas de la Agencia Internacional de Energía Renovable (IRENA por sus siglas en

Renovable	Capacidad Instalada (MW)
Hidroenergía	1,171,612
Eólica terrestre	540,370
Solar fotovoltaica	480,356
Biocombustibles sólidos	64,529
Eólica marina	23,356
Bioenergía (bagazo)	18,533
Biogás	17,692
Geotermia	13,329
Bioenergía (residuos)	12,624
Solar fototérmica	5,469
Biocombustibles líquidos	2,352
Energía marina	532
Total	2,350,755

Tabla 1.1: Total de capacidad de energía renovable en el mundo, 2018

inglés), fue de 2,350,755 MW (4) desglosados en la Tabla 1.1 por tipo de tecnología. De este total, México participó con 22,128 MW, es decir 0.94 % del total, desglosado en la Tabla 1.3. El país con mayor participación fue China con 695,865 MW.

A pesar de que la hidroenergía y la eólica terrestre yacen muy por arriba de la energía solar (y más aun de la solar fototérmica) la tendencia actual indica que en pocos años la energía solar dominará el mercado de las renovables.

1.2.1. Energía del sol

Se estima que con la radiación promedio mundial, por m^2 y por año, se puede sustituir el equivalente a $140 m^3$ de gas natural, 200 kg de carbón o un barril de petróleo (5). Es quizá ésto lo que ha propiciado su fama e inversión en los últimos años, ya que, si bien la capacidad instalada yace aún por debajo de la

1. INTRODUCCIÓN

Renovable	Capacidad Instalada (MW)
Hydroenergía	12,642
Eólica terrestre	4,875
Solar fotovoltaica	2,541
Geotermia	951
Bioenergía (bagazo)	865
Biogás	217
Biocombustibles sólidos	23
Solar fototérmica	14
Total	22,128

Tabla 1.2: Total de capacidad de energía renovable en México, 2018

hidroenergía y la energía del viento, no tarda en alcanzarlas y superarlas tan sólo en la Figura 1.2 se observa el gran desarrollo que ha tenido a partir del 2013.

Aunque en un orden de magnitud menor, la energía por concentración tendía a incrementar más rápido hasta un estancamiento de cuatro años a partir de 2013. En la presente tesis se hace énfasis en la energía solar térmica la cual se pretende sea el motor de la refrigeración térmica. A lo largo de estos años el costo de la concentración solar ha disminuido de 0.330 USD/kWh en 2010 a 0.220 USD/kWh en 2017 y podría llegar a 0.09 USD/kWh para 2025 (6).

1.3. Situación energética en el mundo

El incremento de la demanda de energía en el mundo se ha disparado en los últimos años, no así la disponibilidad de recursos para abastecer esta demanda. Las fuentes actuales y el porcentaje total para varios periodos se muestran en la Figura 1.3.

De acuerdo con el BP Statistical Review of World Energy 2018 (7), el consumo mundial alcanzó 13,511.2 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MMtep) en el año 2017 lo cual representa un incremento del 2.2% respecto al

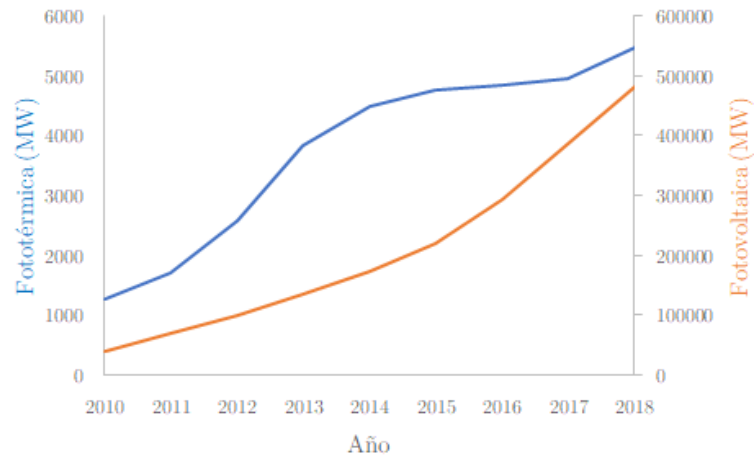


Figura 1.2: Capacidad instalada de energía solar Fotovoltaica y Fototérmica en los últimos años. Fuente: IRENA

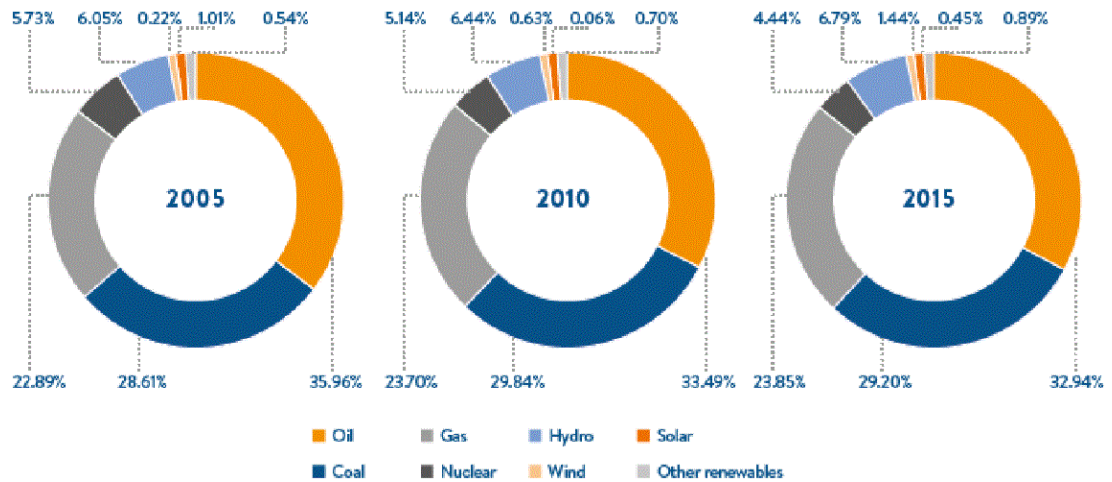


Figura 1.3: Porcentaje de producción mundial de cada fuente de energía. Tomada de World Energy Resources 2016.

1. INTRODUCCIÓN

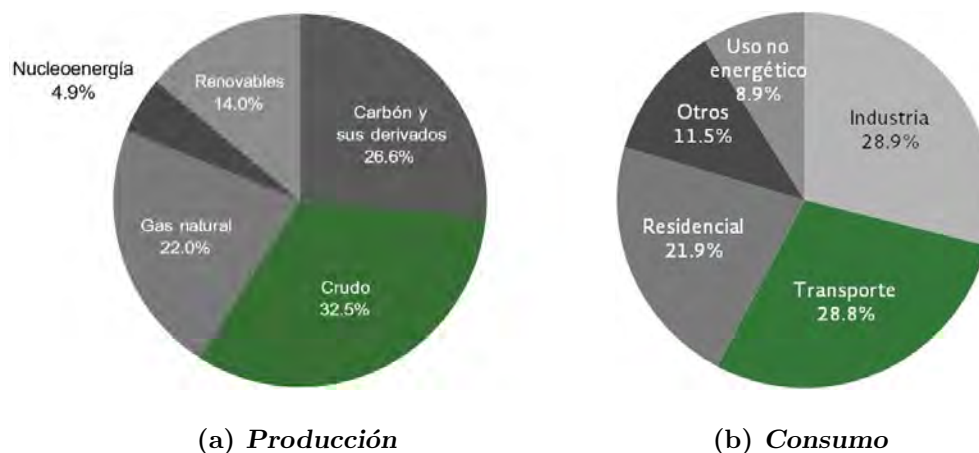


Figura 1.4: Porcentajes mundiales de energía, 2016. Tomadas de World Energy Balances, IEA, 2018

2016. Seguidas del gas natural, las energías renovables experimentaron el mayor incremento.

Para el año 2016, la Figura 1.4 muestra el porcentaje de participación de cada fuente de energía de acuerdo con las cifras de la Agencia Internacional de Energía (8).

A finales del 2015 la energía solar representó el 1% del suministro mundial con 227 GW, de los cuales China lidera con 43.1 GW, sin embargo, es bien sabido que también lidera el consumo de carbón; 2620 Mtep por año (4.6 veces el consumo de EE. UU. quien ocupa el segundo puesto). En tanto que la capacidad para refrigeración solar y acondicionamiento se estimó en 406 GW. (5).

Aun si el mundo opta de la noche a la mañana por un cambio a fuentes renovables, la tecnología actual para recibir dicha energía se encuentra en desarrollo. Tal es el caso del almacenamiento, para los sistemas de producción intermitente. Una de las tecnologías que se está quedando atrás en términos de desarrollo e innovación es la refrigeración y la generación de calor. Donde el gas natural está supliendo al carbón no sólo en aplicación sino en la huella ecológica.

Según el Consejo Mundial de Energía (5), el sector eléctrico es responsable del 25% de gases de efecto invernadero, otros sectores responsables son; el transporte, con un 14% de las emisiones y que demanda alrededor del 27% de la energía; la industria, con una demanda aproximada de energía mundial del 28%

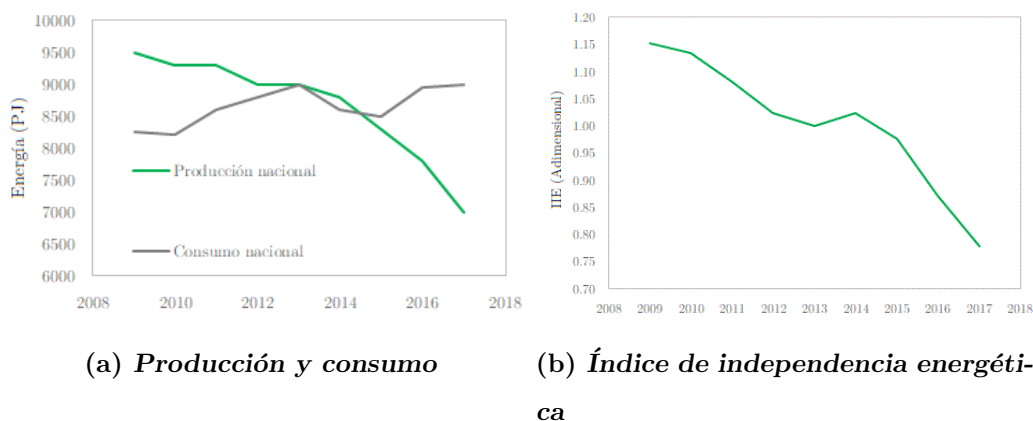


Figura 1.5: Relación de oferta y demanda de energía en México. Fuente: Secretaría de Energía.

es responsable de 21 % de las emisiones.

1.4. Situación energética en México

De acuerdo con el Global Trends in Renewable Energy Investment (9), México ocupó el noveno lugar en el Top de países con más inversión en energía renovable, con un incremento de 810 % en 2017 respecto a la inversión en 2016. En el mismo año se estima que México produjo el 1.3 % de la energía mundial de acuerdo con las estadísticas de la Agencia Internacional de Energía (8).

La producción de energía cerró en 2017 con 7,027.22 PJ en tanto que la demanda alcanzó 9,249.75 PJ es decir se importó el 24 % de la energía (cifra que va en aumento). Con cada vez más incrementos, México perfiló en 2016 como el decimosexto país con mayor importación con un total de 1.5 % de la importación mundial. De hecho, a partir de 2014, el país consume más de la energía que produce para cerrar en 2017 con un índice de independencia energética (cociente entre producción y consumo energético) de 0.76, cifra que ha disminuido 5 % anual en los últimos años. Fue en 2013 cuando este índice alcanzó la unidad (10), Figura 1.6.

Relativo a la procedencia de la energía, la Tabla 1.3 muestra una comparativa de la aportación (en Peta Joules) de cada fuente de energía para los años 2016 y 2017. Claramente la fuente con el mayor incremento fue la solar, sin embargo,

1. INTRODUCCIÓN

	2016	2017	Variación porcentual
Hidrocarburos	6,694.85	5,940.60	-11.27
Renovables	655.16	665.16	1.53
Carbón	254.17	308.24	21.28
Nucleoenergía	109.95	113.22	2.97
Total	7714.13	7027.22	-8.9

Tabla 1.3: Oferta de energía en México por fuente de generación (PetaJoules).

Fuente: SENER, Sistema de información energética.

esto se debe más a inversión en centrales fotoeléctricas que en las fototérmicas. En cuanto a concentración solar, la Agencia Internacional de Energía registra en México un total de 14 MW de capacidad instalada al 2018.

En 2017, el consumo *per cápita* alcanzó 74,885,649 kJ, 0.2 % más que la cifra del 2016 pero en un rango aún estable entre 72 y 76 GJ en los últimos años, aunque la cifra no suele ser confiable ya que, de acuerdo al INEGI (11), al menos 1.29 % de la población en 2015 no contaba con energía eléctrica en casa.

1.5. Energía por climatización y confort

El consumo por refrigeración representa el 17 % de la energía mundial actualmente (12). Según información de United for Efficiency (U4E) para el 2030 el aire acondicionado, en conjunto con la iluminación y los motores eléctricos, serán las tecnologías que más demanden energía (13).

1.5.1. Sector residencial

Según el INECC y PNUD (14) sólo el consumo en modo espera de electrodomésticos va del 2 hasta el 11 % de la demanda mundial de energía y un total del 30 % de la demanda total en operación normal. Sólo de este rubro se estima poder evitar 2.2 GtCO₂e al 2030. En México, el sector residencial demanda 20 % del total de energía.

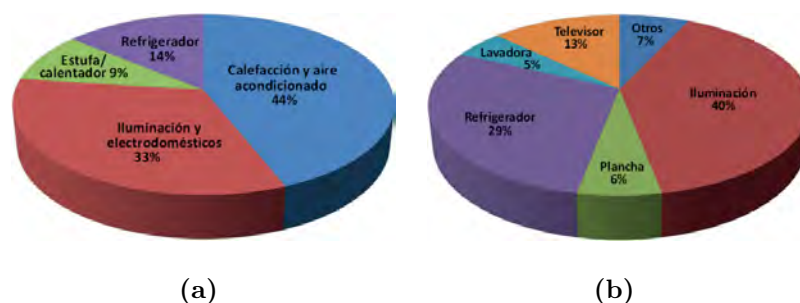


Figura 1.6: Porcentaje de consumo de un hogar; (a) con aire acondicionado (b) sin aire acondicionado. Fuente: CONUEE.

Por otra parte, la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE), para el confort térmico se destina hasta 30 % de la demanda del sector residencial en zonas de clima cálido (cerca de 45 % del total de hogares) (15).

Gracias a estadísticas de la CONUEE (16, 17) se obtienen las Figuras 1.6(a) y 1.6(b) sobre el porcentaje de consumo de los hogares debido a electrodomésticos en los cuales se observa que salvo por la iluminación (que es relativamente más barata economizar), la mayor parte del consumo es debido a equipos de refrigeración y aire acondicionado.

Sobre el mismo tenor, un modelo exponencial publicado en la revista FIDE calcula un mínimo de 30,037,829 de refrigeradores para el 2020 de los cuales 2,126,851 contarían con antigüedad mayor a 15 años. El consumo de estos equipos incrementa a medida que transcurren los años debido a que su eficiencia baja entre 19 y 21 % en un lapso de 10 a 15 años (18).

1.5.2. Sector comercio

La SEMARNAT en colaboración con la Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH (Cooperación Alemana al Desarrollo) estudiaron el porcentaje de consumo por refrigeración en las distintas zonas del país, Tabla 1.4, como resultado obtuvieron un potencial de ahorro del 20 % para estos equipos (19). Su análisis de retorno económico lanzó un tiempo de retorno estimado de 1.67 años para la sustitución de aires acondicionados y 3.31 años para sistemas de refrigeración.

1. INTRODUCCIÓN

Distribución del consumo	Noroeste	Norte	Occidente	Centro	Sureste	DF y Estado de México	Promedio
Iluminación	19.90 %	31.20 %	35.59 %	41.10 %	42.80 %	49.47 %	36.68 %
Aire acondicionado	35.75 %	25.30 %	17.70 %	14.60 %	17.60 %	5.45 %	19.40 %
Refrigeración	23.00 %	17.80 %	15.92 %	12.50 %	12.90 %	12.60 %	15.79 %
Bombeo	2.70 %	5.40 %	4.37 %	4.35 %	5.90 %	8.00 %	5.12 %
Cómputo y oficina	12.80 %	10.90 %	11.42 %	13.70 %	11.30 %	13.84 %	12.33 %
Otro	5.80 %	9.40 %	15.00 %	13.75 %	9.50 %	10.65 %	10.70 %
Total	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %

Tabla 1.4: Distribución usos finales de energía en comercios

Distribución del consumo / Sistema	Noroeste	Norte	Occidente	Centro	Sureste	DF y Estado de México	Promedio
Aire comprimido	13.50 %	18.10 %	16.20 %	16.60 %	12.30 %	15.60 %	15.40 %
Iluminación	11.90 %	11.00 %	9.10 %	12.10 %	8.10 %	13.80 %	11.00 %
Proceso productivo (principalmente motores)	30.60 %	48.70 %	53.80 %	44.60 %	48.10 %	46.40 %	45.40 %
Aire acondicionado	14.30 %	7.10 %	3.80 %	4.90 %	6.50 %	2.20 %	6.50 %
Refrigeración	13.70 %	5.70 %	7.80 %	6.50 %	11.70 %	6.60 %	8.70 %
Bombeo	5.20 %	3.70 %	4.70 %	5.50 %	6.10 %	4.70 %	5.00 %
Cómputo y oficina	8.80 %	4.80 %	4.20 %	7.80 %	3.50 %	8.90 %	6.30 %
Otro	2.00 %	0.90 %	0.40 %	2.00 %	3.70 %	1.80 %	1.80 %
Total	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %

Tabla 1.5: Distribución usos finales de energía en industrias

1.5.3. Sector industrial

Por su parte, los consumos en la industria por aire acondicionado y refrigeración se muestran en la Tabla 1.5; en este caso se estima un ahorro potencial de 20 y 10 %, respectivamente, así como años de retorno de inversión por sustitución de equipos obsoletos de 2.13 y 4.18 años.

Distribución del Consumo	Noroeste	Norte	Occidente	Centro	Sureste	DF y Estado de México	Promedio
Iluminación	27.20 %	33.50 %	45.80 %	58.50 %	38.50 %	61.70 %	44.20 %
Aire acondicionado	51.30 %	42.10 %	20.70 %	12.90 %	37.50 %	9.50 %	29.00 %
Cómputo y oficina	12.80 %	15.40 %	19.40 %	19.80 %	14.50 %	20.20 %	17.02 %
Otro	8.70 %	9.00 %	14.10 %	8.80 %	9.50 %	8.60 %	9.78 %
Total	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %	100.00 %

Tabla 1.6: Distribución usos finales de energía en oficinas

1.5.4. Sector servicios (Oficinas)

Para este sector no se realizaron estimaciones de ahorro, el porcentaje de consumo según la encuesta se muestra en la Tabla 1.6.

1.6. Impacto ambiental

Hasta el 2016, el 70 % de sistemas minisplit vendidos en México operaban con refrigerante R-22 perteneciente a la familia de los hidroclorofluorocarbono (HCFC) es decir, que es una sustancia capaz de afectar la capa de ozono (13).

Las emisiones debidas al consumo de energía por confort alcanzaron, en 2016, 7,500 MtCO₂e al año (alrededor de 5 % de emisiones por generación de electricidad) (15).

1.7. Medidas ambientales

Las medidas impuestas para abatir el cambio climático van desde estrategias para desarrollo de nueva tecnología como el procesamiento de la ya obsoleta, en México se han desarrollado normas específicas para la implementación de tecnología amigable con el entorno, así como la creación de centros para el desarrollo de tecnologías sustentables. Un avance importante en el mundo fue la aceptación del protocolo de Montreal para la sustitución de refrigerantes que dañan la capa de ozono.

1.7.1. Normatividad

Al 2010 la norma **NOM-021-ENER/SCFI-2008** la venta de equipos 30 % más eficientes de los de consumo promedio que en ese entonces representaban los equipos de alta eficiencia (19).

En 2012 entró en vigor la **NOM-020-ENER-2011** explica y supervisa el aislamiento y envolventes para edificaciones de uso habitacional en pos de almacenar las condiciones de confort según el entorno económico de los involucrados (15).

En agosto de 2016 entró en vigor la **NOM-026-ENER-2015** (20) que estipula la eficiencia mínima para la comercialización en México. Su principal perspectiva fue una demanda evitada de 204.7 GWh anuales, equivalente a 92,941.06 toneladas de CO₂.

1.7.2. Protocolo de Montreal

Posiblemente el tratado con mayor impacto positivo en el problema ambiental. En junio de 1974 el mexicano Mario Molina junto con el estadounidense Frank Sherwood Rowland publicaron un artículo en el que se demostraba el adelgazamiento de la capa de ozono debido principalmente a sustancias refrigerante (21); los Clorofluorocarburos (CFCs). A partir de entonces las naciones firmaron un serio compromiso para la eliminación de todas estas sustancias con salvedad de aplicaciones esenciales.

Forma parte del Convenio de Viena para la protección de la capa de ozono. Fue tratado en 1987 y modificado desde entonces, el protocolo ha sido un éxito con una reducción de más del 95 % de las sustancias químicas que agotan la capa de ozono (22).

En el protocolo se firmaron fechas límites para la producción y consumo de estos refrigerantes (Tabla 1.7) según el nivel de desarrollo de los países; aquellos con menor desarrollo operan bajo el amparo del artículo 5 del protocolo "A5" y países mayor desarrollo, referidos como "No A5".

A partir de entonces surge la necesidad de regresar al uso de refrigerantes orgánicos, así como la preocupación por que a pesar de tener menores capacidades térmicas, su eliminación no representaba un riesgo ambiental.

Refrigerante	Acuerdo del país	Año límite
Cloroflorocarbonos	No A5	1996
	A5	2010
Halones	No A5	1994
	A5	2010
CFC completamente halogenados	No A5	1996
	A5	2010
Tetracloruro de carbono	No A5	1996
	A5	2010
Tricloroetano	No A5	1996
	A5	2010
HCFCs (Consumo)	No A5	2020
	A5	2040
HCFCs (Producción)	No A5	1996
	A5	1996
Bromoclorometano	No A5	2002
	A5	2002
Metilbromuro	No A5	2005
	A5	2015

Tabla 1.7: Acuerdos para la eliminación de sustancias dañinas para la capa de ozono, Protocolo de Montreal

1.7.3. CEMIES

Como respuesta al compromiso de México a la mitigación de cambio climático e impulso a las energías renovables, en 2013 el Fondo Sectorial de Sustentabilidad Energética (FSE) Conacyt-SENER lanzó convocatorias para la creación de los Centros Mexicanos de Innovación en Energía (CEMIE) con enfoques en energía geotérmica (CEMIE-Geo), de energía solar (CEMIE-Sol) y de energía eólica (CEMIE-Eólico). En el último trimestre de 2014 se lanzaron las convocatorias los centros mexicanos de innovación en Bioenergía (CEMIE-Bio) y en energía del océano (CEMIE-Océano).

Estos modelos pretendían imitar medida aplicadas en distintos centros del mundo, por mencionar algunos; los Innovative Centres of Excellence for Commercialization and Research en Canadá que operan desde 2007; el SUPERGEN Bioenergy Hub en Reino Unido, creado en 2012; y los Energy Innovation Hubs de Estados Unidos puestos en marcha 2010 financiados por el Departamento de Energía.

Realmente los programas carecen de sede física, lo que sí tienen es alrededor de 120 instituciones de educación superior y expertos en cada tema capaces de liderar los diferentes proyectos que el país demande. Durante los primeros cuatro años (2014-2018) los centros contaron con una inversión gubernamental de 1,627.8 millones de pesos y una inversión privada estimada en un mínimo de 340.5 millones en efectivo o en especie (15).

1.8. Implicación económica

Áreas del país con clima cálido concentran en la primera mitad del año el 60 % de consumo anual debido a la necesaria climatización, esto no sólo tiene implicaciones en la economía de las familias sino en el erario que cubre dos terceras partes del consumo de los mexicanos lo que se traduce en 30 mil millones de pesos anuales que no pagan los usuarios de estas zonas por climatización (15).

1.9. Refrigeración solar

La ventaja de los sistemas de absorción sobre los convencionales es que pueden trabajar ya sea con energía solar o bien de desecho de algún otro proceso. Las dos principales desventajas es la alta inversión inicial y el bajo coeficiente de desempeño comparado con los ciclos por compresión.

Las principales mezclas utilizadas en el mercado son el agua-bromuro de litio y el amoníaco agua. La selección del par refrigerante se realiza principalmente con base a la aplicación, el agua suele ser un excelente refrigerante siempre y cuando no se pretenda alcanzar temperaturas de congelación las cuales sólo se logran con fluidos como el amoníaco.

1.9.1. Antecedentes de la refrigeración por solar

La patente del refrigerador por absorción la tiene el francés Ferdinand Carre quien en 1859 desarrolló un sistema con la mezcla amoníaco-agua. Estos sistemas, con el par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, tuvieron su mejor momento en la década de 1960 aunque fueron implementados desde mucho antes (1945) para volver a descender a finales de 1970 (23). A pesar de que esta tecnología tiene décadas en el mercado, una revisión hecha por Mugnier y Jakob (24) estimaron un total de al menos 1000 equipos de absorción instalados en todo el mundo para 2013, incluidos los de baja capacidad (<20 kW) sin embargo, al 2010, sólo 400 de éstos estaban documentados.

Por mencionar dos importantes proyectos se tiene el enfriador solar instalado en 2011 en el United World College en Singapur cuya área de concentración es de 3900 m^2 y su potencia de 1470 kW y el sistema instalado en la sede de CGD Bank en Lisboa Portugal con un campo de colectores de $1\,560 \text{ m}^2$ para una potencia de enfriamiento de 400 kW.

Como perspectivas a 2050 se estima que el 17% del enfriamiento sea por recurso solar con al menos 1.5 EJ (ExaJoules) por año y una capacidad de 1000 GW (25).

1.10. Mercado de la refrigeración solar

Entre las compañías que han invertido en el desarrollo de estos sistemas para fines comerciales se encuentran LG, Mitsubishi, Carrier, Mycom, York, Trane, Robur, Sanyo y Broad. Sin embargo, sus sistemas suelen ser de altas capacidades, al menos de 200 kW, suficientes para edificaciones. Dada la demanda del sector residencial algunas otras compañías optaron por sistemas de baja capacidad, tal es el caso de Thermax, Maekawa, Yazaki, Maycom, Sor Tech, Solar Next, Nishyodo, entre otras cuyos equipos trabajan con potencias por debajo de los 100 kW.

1.11. Estado del arte

Los sistemas no comerciales se dedican a la investigación en el mejoramiento del coeficiente de operación, al diseño, pérdida de calor o de carga y desarrollo de fluidos de trabajo. A continuación, se realiza una revisión bibliográfica acerca de los trabajos teóricos y experimentales enfocados en sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto se entiende de antemano que el par de trabajo es amoniaco/agua a menos que se especifique lo contrario.

1.11.1. Estudios teóricos

Distintas investigaciones avalan el funcionamiento de intercambiadores de placa corrugadas en los sistemas de refrigeración; **Ayub et al.** (26) estudian el coeficiente de transferencia de calor de varios refrigerantes, entre ellos el R-717 (amoniaco), estudian también las correlaciones propuestas para el número de Nusselt en el cálculo del coeficiente de transferencia y propone una cuyo margen de error resulta ser del 30%; **Cerezo et al.** (27) y **Triché et al.** (28) modelan correlaciones para las propiedades de transporte cuyos errores llegan a ser del 28.4 y 15%, respectivamente. Todos estos modelos fueron validados experimentalmente.

La incorporación de tanques de reserva para los fluidos del sistema, principalmente para el refrigerante ha despertado un gran interés en los últimos años ya que elimina la intermitencia del ciclo a condiciones solares. Entre los primeros registros que proponen el uso de tanques se encuentra el de **Kaushik et al.** (29) quienes aseguran que el uso del tanque de refrigerante es factible, mas no suficiente en operación continua aunque **Dincer et al.** (30) recomiendan el uso

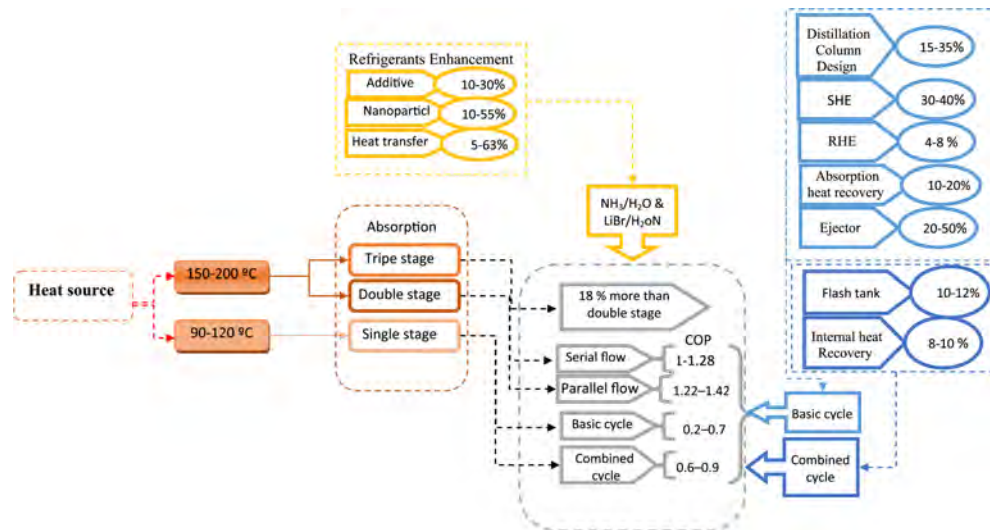


Figura 1.7: Mejoras potenciales de los ciclos de refrigeración por absorción. Tomada de la revisión de Abed et al. 2017

del reservorio para todas las mezclas con reservas de seguridad para el amoníaco/agua. Posteriormente **Said, El-Shaarawi y Siddiqui** simularon el proceso (31, 32) para finalmente llevarlo a la práctica en 2015 (33).

Algunos otros estudios se basan en la reducción de costos e impacto ambiental (optimización multiobjetivo) como el de **Gebreslassie et al.** (34) quienes determinan que los sistemas pueden tener un bajo impacto ambiental y mantener coeficientes de operación en el rango de 0.66 a 0.78 o, más reciente, el de **Buonomano et al.** (35) para la optimización tanto de sistemas ya instalados como nuevos con base no sólo en las condiciones de operación sino también en las características de los edificios donde se han de instalar.

Una revisión de las mejoras potenciales para los ciclos de absorción realizada por **Abed et al.** (36) se condensa en la Figura 1.7, en ella se observa el amplio potencial de mejora que tiene el ciclo simple. En particular los autores han trabajado en la parte de eyectores.

1.11.1.1. Sistemas operados con energía solar

Un estudio de **Ozgoren et al.** (37) para la región de Adana en Turquía determina una mínima área de concentración de 39.95 m^2 de colectores de tubos evacuados para un enfriador con potencia 3.5 kW. La simulación se llevó a cabo

1. INTRODUCCIÓN

con las condiciones meteorológicas con máxima temperatura de la región. Como resultado se obtuvo un COP en el rango de 0.243 a 0.454 de las 9:00 hasta las 16:00, el máximo coeficiente corresponde a la temperatura de 110°C.

El ciclo simple de refrigeración puede ser mejorado con la instalación de dos eyectores a la salida del generador de acuerdo a las investigaciones de **Abed et al.** (38) quienes determinan que el COP puede ser mejorado 11.56, 12.42, 13.46 y 14.05 % con respecto al ciclo clásico para las temperaturas de entrada 80, 85, 90 y 95°C, respectivamente. Estos resultados fueron validados experimentalmente por los mismos autores (39).

Para un sistema de trigeneración (fotovoltaica, enfriamiento y calentamiento), **Moaleman et al.** (40) modelan un enfriador por absorción con capacidad de 5 kW –producto de un flujo de refrigerante de $136 \frac{kg}{h}$ – y un COP de 0.63 (basado en el enfriador de **Boudéhenn et al.** (41) descrito más adelante) aunado a colectores tipo Fresnel. La planta operaría con un promedio de eficiencia de 58.01 %

Como parte de otro estudio de una planta de trigeneración, conformado por una planta generadora de potencia, un sistema de refrigeración y una planta destiladora, **Mehrpooya et al.** (42) muestran el desempeño de un ciclo de refrigeración; el complejo es alimentado de energía por un banco de colectores solares de platos parabólicos con una superficie de 12.56 m² que alimentan a la turbina para generar potencia, los gases a la salida, a 333°C, se aprovechan en el sistema de refrigeración al cual otorgan un total de 2029 kW, para finalmente dirigirse a la destiladora. La potencia de evaporación alcanzada fue de 820.8 kW (es decir un COP aproximado de 0.4). Aunque la modelación original se basaba en los modelos de **Somers et al.** (43) y **Herold** (44) para una potencia de 168 kW y un COP de 0.611, estos resultados sirvieron para comprobar el modelo. La eficiencia exergética del conjunto fue de 66.05 % mientras que la térmica alcanzó 80.70 % El tiempo de recuperación de la inversión fue de 5.738 años considerando toda la planta, con ganancias anuales de 6.828 millones de dólares.

1.11.1.2. Sistemas operados con fuente residual

Dado que impulsar estos sistemas con energía solar implica los costos de inversión del campo colector, muchas investigaciones se han enfocado al aprovechamiento de energía residual. Entre las posibles fuentes con potencial se encuentran los **gases de escape de barcos** (45, 46, 47) y **gases de vehículos** (48, 49).

Otra fuente potencial, más que energía residual, es la geotérmica; ya sea como

residuo para enfriamiento de la misma turbina (50) (este autor determina que la rentabilidad para esta aplicación es a partir de 25 años, igual al tiempo de vida de las plantas geotérmicas) o para aire acondicionado y refrigeración (51).

1.11.2. Estudios experimentales

También son múltiples los estudios prácticos muestran la factibilidad de emplear intercambiadores de calor de placas como evaporador, economizador y condensador para amoniaco; **Ayub et al.** (26) recopila estudios de diferentes autores con distintos refrigerantes, entre ellos el amoniaco. **Khan et al.** estudiaron los efectos de la temperatura de saturación, flujo de calor y calidad de vapor sobre el coeficiente de transferencia de masa en intercambiadores de placas con corrugado tipo chevron de 30° (52) y 60° (53) para finalmente proponer correlaciones para el número de Nussetl (54), al enfocarse en amoniaco puro, estos estudios avalan los intercambiadores de placas para el uso como condensador y evaporador.

También se cuenta con estudios de la mezcla amoniaco/agua tal como son los de **Cerezo et al.** (27, 55, 56) quienes estudiaron y propusieron correlaciones para las propiedades de transporte en este tipo de intercambiadores; **Triché et al.** (28) estudian la absorción por película descendente en estos intercambiadores; el diseño de **Said. et al.** (33) también opera con un PHE en sus principales componentes (incluido el economizador) salvo el generador el cual es un intercambiador con bobina helicoidal; todos los componentes del enfriador de 5 kW de **Boudéhenn et al.** (41) son intercambiadores de placas (incluido el rectificador). El coeficiente de transferencia de calor disminuye considerablemente cuando se trabaja la mezcla amoniaco/agua en comparación con el amoniaco puro (57).

Otros autores han optado por absorbedores de tubos aletados; el sistema de 2.71 kW (nominal) de **Goyal et al.** (58) descrito más a delante y el de **Soto et al.** (59) con potencia nominal de 9 kW.

En cuanto a intercambiadores de tubo y coraza; **Hernández-Magallanes et al.** (60) y **Domínguez-Inzunza et al.** (61) los evalúan para el generador y el absorbedor e intercambiadores de placas para el resto de los equipos, estos diseños son similares al de la presente tesis, con salvedad que estos autores optaron por la mezcla amoniaco/nitrato de litio, estos sistemas operan bajo el diseño de película descendente al igual que (28, 62) este último descrito a continuación.

1.11.2.1. Sistemas operados con energía solar

Jakob et al. (62) simularon y diseñaron un sistema de 10 kW (nominal) con absorbedor de película descendente, capaz de alcanzar temperaturas de evaporación de 15 a -5°C para temperaturas de generación de 65 a 115° , respectivamente. La condensación se varió entre 24 a 40°C , en las mejores condiciones el equipo superó los 14 kW. Se encontró que un área de 48.8 m^2 de colectores solares basta para suplir la energía necesaria, su simulación culminó en un sistema compacto ($0.6\times 0.8\times 2.2\text{m}$) de aproximadamente 350 kg.

Wang et al. (63) realizaron una investigación de los sistemas de refrigeración instalados en el sector residencial con distintas mezclas de trabajo. En específico para el amoniaco/agua determinaron que los sistemas pueden operar con fuentes de 80°C y como resultado 15°C de evaporación y un COP de 0.4, estas condiciones lo vuelven rentable a menos que se deseen 7°C para la cual se requiere un tipo especial de colector que alcance 100°C . Estos sistemas pueden ser enfriados por aire en zonas donde el agua es escasa, además no requieren constante mantenimiento dado que trabaja a presiones mayores al ambiente. Por todo esto concluye la rentabilidad de este tipo de sistemas operados con dicha mezcla.

En Arabia Saudita, donde las temperaturas por arriba de 40°C son normales y donde se destina más del 60% de energía en climatización y refrigeración (31), no es raro encontrar numerosos estudios acerca de sistemas de térmicos de refrigeración con altos coeficientes de desempeño. Como ejemplo se tiene el trabajo de **Said et al.** (33) con un COP máximo de 0.69 a las temperaturas 114°C de generación, 23°C de condensación y -2°C de evaporación (estos autores ya antes habían comprobado la mejora teórica en el desempeño tras agregar un reservorio de refrigerante al ciclo (31, 32)); o, mejor aún, el COP reportado por **Khan et al.** (64) de 0.8 para las condiciones de 120°C de generación, 34.2°C de condensación y una mínima de -2.2°C en el evaporador.

Boudéhenn et al. (65) condensa el trabajo de varios años (2010 a 2015) acerca de tres diferentes enfriadores instalados en el French National Institute for Solar Energy; dos con potencia nominal de 5 kW y uno de hasta 100 kW; la temperatura del generador de primer enfriador se varió entre 60 a 130°C , para el condensador de 15 a 45°C como resultado el evaporador alcanzó temperaturas en el rango de -10 a 18°C ; del segundo (prototipo preindustrial) la generación se limitó a 60 a 95°C , la condensación a 23 a 33°C para una evaporación entre 9 y 18°C ; el sistema de 100 kW operó a 70 a 180°C de generación, 18 a 45°C de condensación y se obtuvo un rango de evaporación de -10 a 18°C . Los dos primeros prototipos fueron compactos con masas del orden de 106 kg, pero el de

alta potencia alcanzó las 2.5 toneladas. En los tres sistemas se logró un COP en el rango de 0.5 a 0.7.

La validación experimental del modelo de **Abed et al.** (39) arrojó que el COP para el ciclo operado con un eyector a la salida del generador rondaba entre 0.17 a 0.362 y entre 0.2338 a 0.465 cuando opera con dos eyectores, mientras que para la configuración básica se mantenía entre 0.127 y 0.285. La potencia del equipo fue de entre 2.8 y 4.7 kW, un total de 40 colectores de tubos evacuados suministraron la energía.

1.11.2.2. Sistemas operados con fuente residual

Koehler et al. (66) adaptaron un sistema cuya concentración de amoníaco fue de 18 % para operar con los **gases de escape de un motor vehicular** para camiones, con temperaturas de salida de 440 a 490°C para el cual obtuvieron una potencia de enfriamiento entre 6 y 7 kW. La temperatura de evaporador se mantuvo siempre por debajo de 0°C con un mínimo en -20°C. El rango del COP fue de 0.23 a 0.26, la simulación mostró que su diseño es ampliamente mejorable. Este sistema puede ser comparado con el de **Manzela et al.** (67) quienes también acoplaron el sistema al escape del motor para suplir el aire acondicionado pero con temperaturas de evaporación de mínima de 4°C para potencias de enfriamiento entre 3 y 18 kW con un COP entre 0.015 y 0.047. Otros estudios sobre esta línea son (68, 69).

Específicamente para el aprovechamiento de **escape de motor diésel** se tienen los estudios de; el sistema de 2.71 kW (nominal) de **Goyal et al.** (58) diseñado para condiciones extremas (51.67°C en la condensación para un COP de 0.55) que alcanzó un potencias entre 2.54 y 1.91 kW cuando fue enfriado con aire a 29.7 y 44.2°C, el absorbedor y generador resultaron ser los limitantes para el mayor rendimiento del sistema. O el de **Aly et al.** (69) para el cual el máximo COP fue de 0.1 para una recuperación de calor del 9 % y temperatura de evaporación de 10 a 14.5°C durante 3.5 horas en un ciclo DAR. Como se observa el COP no suele ser alto comparado incluso con los de motor a gasolina. La aplicación en gases de escape soluciona por un lado el desecho de calor al ambiente a la vez que provee el confort en el vehículo por lo que es una buena aplicación para disminuir el impacto ambiental del sector transporte.

Muchos otros estudios se han basado en el aprovechamiento del calor de **escape de barcos** (70), (71). El más reciente reportado por **Yuan et al.** (72) en el cual aprovecharon gases con temperatura en el rango de 235 a 365°C. Además de

1. INTRODUCCIÓN

la mezcla amoniaco/agua al 25 %, propusieron una ternaria amoniaco/agua/bromuro de litio ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) para la cual se pudo reducir tanto el tamaño del rectificador un 16 % (de 0.30 mm^2 a 0.25 mm^2) como la presión del absorbedor. También se vio un incremento en la potencia de enfriamiento, de entre 10 y 20 l/h de refrigerante que resultó en un rango de potencia de 5-9 kW para la mezcla ternaria y de 5-7 kW para la binaria. La ventaja de la mezcla binaria fue su baja temperatura de evaporación de -23.6 a -27.5°C con respecto a la mezcla ternaria (-15.0 a -16.7°C). Para la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, el COP estuvo entre 0.14-0.23 y el ECOP (COP eléctrico) entre 4.1-6.0 en tanto que para la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ los rangos fueron 0.18-0.24 y 4.6-7.0, respectivamente. Es importante resaltar que el calor fue disipado con ayuda de una torre de enfriamiento (tal como se realizó en esta tesis). La torre mantuvo la entrada de agua al sistema entre 24 y 27°C .

1.12. Justificación

Como se puede ver de la revisión bibliográfica, aunque existen estudios relacionados con el mejoramiento, la predicción y el diseño de sistemas, no se reportan estudios enfocados en la bomba que, si bien representa el mínimo gasto de operación del sistema, es un componente fundamental para el mayor aprovechamiento del éste y puede ser un considerable porcentaje de la inversión inicial. Por lo que en el presente trabajo se estudia el efecto de operar con bombas de distintas características que no sólo influye en el cambio del caudal interno, sino en los costos y demanda eléctrica a lo largo del periodo de vida, otro efecto estudiado es la mejora de la efectividad del economizador al colocar la válvula de solución diluida a la entrada o a la salida de éste. Cada sistema experimental cuenta con peculiaridades; en el presente estudio se opera sistemas similares a los de Domínguez-Inzunza et al. (61) y Hernández-Magallanes et al. (60) pero con el par de trabajo amoniaco/agua, además de la energía la suplirá un banco de colectores solares planos y la energía se disipa con la ayuda de una torre de enfriamiento.

1.13. Objetivos

1.13.1. Objetivo general

Diseño, operación y evaluación de un sistema de aire acondicionado de refrigeración por absorción con el generador y absorbedor de película descendente en

intercambiadores de coraza y tubos horizontales e intercambiadores de placas en los demás componentes, de simple efecto con el par de trabajo amoníaco/agua en condiciones controladas y acoplado a un banco de colectores solares.

1.13.2. Objetivo específicos

- Instrumentación del equipo de absorción
- Poner a punto el equipo de absorción
- Hacer un análisis paramétrico de las principales variables del sistema.
- Caracterización del comportamiento del sistema de enfriamiento a diferentes condiciones controladas de temperatura (condensación y generación).
- Evaluación del sistema con dos diferentes bombas de solución.
- Determinación de las potencias térmicas y coeficientes de operación internos y externos.
- Puesta en operación del sistema de enfriamiento con el campo de colectores solares y equipos auxiliares instalados en las oficinas del CIATEQ.

1.14. Estructura de la Tesis

Para lograr los objetivos anteriores, la tesis se estructuró como se muestra en la siguiente sección.

Capítulo 1: Se proporcionan los datos energéticos más actuales tanto a nivel mundial como nacional y la cantidad de energía destinada al enfriamiento con especial enfoque en cada sector en México según la zona. Esta energía representa un impacto ambiental así que se exponen los esfuerzos de los países por mitigar el cambio climático. Finalmente, se enfoca en la refrigeración solar; generalidades y trabajos de investigación en todo el mundo.

Capítulo 2: Bases teóricas necesarias para operar el sistema, predecir resultados y entender el comportamiento del sistema de refrigeración por absorción. Se pretende dotar al lector de todas las herramientas teóricas para entender el ciclo de refrigeración por absorción, por lo que se comienza desde la definición de

1. INTRODUCCIÓN

energía, seguido de las leyes que la rigen para dar paso al ciclo ideal de refrigeración, el ciclo simple de refrigeración por compresión y, finalmente, el ciclo por absorción. También se da una lista y comparación de los principales refrigerantes y su comportamiento durante el ciclo.

Capítulo 3: Descripción de los componentes del sistema; beneficios y métodos de operación, se explica a detalle cómo es que el fluido interno se desplaza a través de ellos y por qué esto representa un beneficio operativo, se muestra el prediseño y el diseño final. De la instrumentación se proporcionan las ecuaciones de regresión y los diagramas de conexión eléctrica, así como los datos del adquisidor. Se describen los sistemas auxiliares de calentamiento y enfriamiento utilizados durante la caracterización del sistema y se explica el procedimiento de carga de la solución al sistema.

Capítulo 4: Se describe a detalle procedimiento experimental seguido de los resultados y análisis de temperatura y flujos en los componentes. Se muestra el resultado del análisis paramétrico y, de ello, el porqué operar bajo ciertas condiciones para finalmente mostrar los principales resultados con cada una de las bombas.

Capítulo 5: Descripción de la planta piloto en las oficinas del CIATEQ; sistemas auxiliares (banco de colectores y torre de enfriamiento) y la operación de cada uno de ellos. Resultados de la puesta en marcha; comportamiento en un día típico. Finalmente se elabora el protocolo de paro y encendido del sistema de refrigeración y los sistemas auxiliares.

Capítulo 6: Conclusiones, recomendaciones y propuestas de estudios a futuro.

Capítulo 2

Marco Teórico

En el presente se exponen los conceptos teóricos de la refrigeración por absorción, desde lo más básico (concepto de la energía) hasta la termodinámica de soluciones. Se comparan las ventajas y desventajas en relación con la refrigeración por compresión, se estudian los refrigerantes y mezclas refrigerante/absorbente más comunes y se desarrollan las principales ecuaciones de las cuales se hará uso en la evaluación del sistema.

2.1. Energía

El término energía tiene su origen en el griego *energos* que significa trabajo o actividad (73). Normalmente se refiere a ella como la capacidad de realizar trabajo, si bien ésta no es una definición concreta de lo que es la energía, sí es una de sus características más importantes. La tarea de la ingeniería es lograr automatizar y hacer eficientes procesos en los que se requiera de trabajo y por tanto gasto de energía.

Existen diferentes tipos de energía entre las que se encuentran la energía cinética, la potencial, la nuclear, la térmica, la química, la radiante, la mecánica, la eléctrica, la luminosa, la geotérmica, la solar, la eólica, la de mareas y olas, la bioenergía (proveniente de biomasa), la gravitacional, la hidráulica, la procedente del carbón y del petróleo. Algunas de ellas comparten características e incluso pueden convertirse unas en otras dado el principio de conservación de la energía. Este principio se conoce en termodinámica como La Primera Ley de la Termodinámica y se describe a continuación.

2.1.1. Primera ley de la termodinámica

La energía contenida en un volumen de control (sin considerar la energía producida por reacciones nucleares o por reacción química) con frontera móvil y correspondiente a un sistema abierto puede expresarse en el siguiente balance:

$$\begin{aligned} & \left(\begin{array}{c} \text{Energía asociada} \\ \text{a corrientes de entrada} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energía asociada} \\ \text{a corrientes de salida} \end{array} \right) \\ & \pm \left(\begin{array}{c} \text{Calor transferido} \\ \text{hacia o desde el sistema} \end{array} \right) \pm \left(\begin{array}{c} \text{Trabajo realizado} \\ \text{sobre o por el VC} \end{array} \right) \\ & = \left(\begin{array}{c} \text{Razón de cambio total} \\ \text{de energía en el VC} \end{array} \right) \end{aligned} \quad (2.1)$$

Matemáticamente, este principio de conservación, para un sistema en estado estacionario, se expresa en la Ec 2.2, la cual es la forma "general" de expresar la PLT.

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_e \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_e - \sum \dot{m}_s \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_s \\ \pm \sum \dot{Q} \pm \sum \dot{W} = 0 \end{aligned} \quad (2.2)$$

donde \dot{m} es la masa del sistema, u es la energía interna, v , es la velocidad del flujo, g es la componente de la gravedad que actúa sobre el elemento de masa a altura z y, h es la entalpía de la corriente. El subíndice e y s representan la entrada y salida, respectivamente.

No existe una medida absoluta de la energía, lo que comúnmente se mide es la variación de ésta en el tiempo o en el espacio. La unidad asignada a la medición de la energía en el SI es el Joule, el Joule es la energía requerida para desplazar a lo largo de un metro una fuerza equivalente a un Newton.

Otras unidades para medir los cambios de energía son la caloría, la termia, la tonelada equivalente de petróleo (tep) y el kilovatio hora.

2.1.2. Proceso reversible

Si un proceso no tiene pérdidas de energía a los alrededores sea en forma de calor o de trabajo o de manera interna debido a la fricción, se trata de un proceso

ideal o reversible. Las características de un proceso reversible son:

- La falta de fricción.
- No sale del equilibrio salvo de manera diferencial.
- Su trayectoria está trazada por estados de equilibrio y puede ser invertida por un cambio en las condiciones externas.
- No produce cambios en las condiciones de los alrededores.

2.1.3. Proceso irreversible

Se intuye, de la descripción del proceso reversible, que la reversibilidad es imposible en la práctica. Sin embargo, es buen referente de los límites teóricos que se pretenden alcanzar. Como resultado de la aplicación real se tienen los procesos irreversibles los cuales consideran la disipación de energía.

Los tipos de irreversibilidades frecuentemente enfrentadas son; la fricción, la expansión libre de un gas y la transferencia de calor.

2.2. Entropía

Existe una propiedad intrínseca de la materia que hace una principal diferencia entre los procesos reversibles y los irreversibles, dicha propiedad es la entropía y, al igual que la energía, no es una propiedad medible de manera absoluta, propiamente se habla de cambios en la entropía del sistema y los alrededores.

A diferencia de la energía o la masa, la entropía no se conserva por lo que el balance queda expresado de la siguiente manera:

$$\pm \left(\begin{array}{c} \textit{Entropía de corrientes} \\ \textit{de entrada} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \textit{Entropía de corrientes} \\ \textit{de salida} \end{array} \right) \pm \left(\begin{array}{c} \textit{Entropía asociada a} \\ \textit{flujos de calor} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \textit{Entropía} \\ \textit{generada} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \textit{Razón de cambio} \\ \textit{de entropía} \end{array} \right) \quad (2.3)$$

No existe una entropía asociada al trabajo dado que éste es por sí solo una forma ordenada de energía, en otras palabras, la entropía está asociada con las

irreversibilidades del proceso y dado que la salida o entrada neta de trabajo o potencia es fijo, no debería asociarse a ello una pérdida debida a entropía. Matemáticamente el balance de entropía, para un sistema en estado estacionario, se expresa de la siguiente manera:

$$\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s \pm \sum \left(\frac{\dot{Q}}{T_0} \right) + \dot{S}_{gen} = 0 \quad (2.4)$$

donde s es la entropía y T_0 es la temperatura del ambiente.

O bien, escrita para la generación de entropía:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e \mp \sum \left(\frac{\dot{Q}}{T_0} \right) \quad (2.5)$$

Para un proceso reversible la generación de entropía es nula, mientras que para uno irreversible es siempre mayor a cero.

2.2.1. Segunda ley de la termodinámica

La ecuación 2.4 es la expresión matemática de la Segunda Ley de la Termodinámica. Sin embargo, el balance es tan importante como sus enunciados (74).

El **primer enunciado** (enunciado de Kelvin-Planck) establece que es imposible que una Máquina Térmica convierta en trabajo todo el calor que se le suministra, Figura 2.1.

Este enunciado implica la necesidad de una eficiencia menor al cien por ciento incluso para procesos reversibles.

Segundo enunciado: ninguna máquina térmica puede transferir calor desde un depósito de menor temperatura a uno de mayor temperatura de manera natural, Figura 2.2.

Este enunciado hace referencia a la necesidad de suministrar trabajo a alguna máquina cuyo objetivo sea enfriar aún más el depósito frío.

La Figura 2.3 muestra el desempeño sobre el cuál operan las máquinas térmicas. Más aun, si se elimina la flecha de la entrada de potencia de la máquina

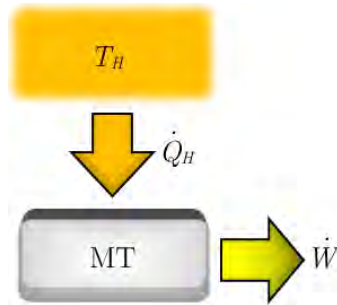


Figura 2.1: Enunciado de Kelvin-Planck: Es imposible convertir el 100 por ciento del calor suministrado, \dot{Q}_H , a una máquina térmica, MT, en potencia, \dot{W} . T_H es la temperatura del depósito a mayor temperatura.

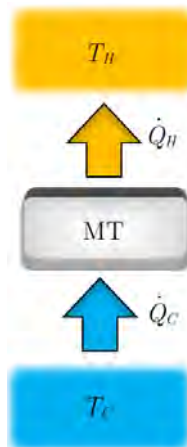


Figura 2.2: Segundo enunciado: De manera natural, es imposible que un depósito frío seda calor a un medio más caliente. T_C es la temperatura del depósito a menor temperatura, \dot{Q}_C es el calor transferido desde la fuente a menor temperatura

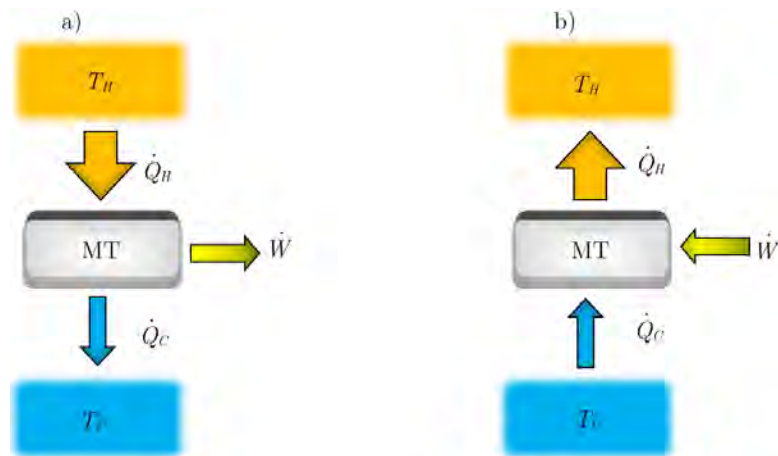


Figura 2.3: Funcionamiento de las máquinas térmicas

térmica de enfriamiento y se supone que la salida de potencia de la primera máquina es la entrada requerida en la segunda máquina, se puede hacer el símil con los refrigeradores convencionales de compresión donde la potencia se inyecta a la red eléctrica a partir de una máquina térmica situada en alguna planta de generación y se suministra al refrigerador para producir el efecto frigorífico.

Un proceso sólo podrá llevarse a cabo si satisface tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica. En cuanto a la generación de entropía se puede ser más específico y clasificar tres tipos de procesos:

$$S_{gen} > 0, \text{ proceso irreversible}$$

$$S_{gen} = 0, \text{ proceso reversible}$$

$$S_{gen} < 0, \text{ proceso imposible}$$

2.3. Exergía

Si a la energía total se restan las pérdidas debidas a irreversibilidades se obtiene la porción de energía real que se encuentra disponible, esta porción de la energía se le conoce como exergía y matemáticamente puede obtenerse tras restar a la Ec 2.2 la Ec 2.4 multiplicada por T_0 , en el caso de las máquinas térmicas, esta temperatura característica es la temperatura ambiente ya que es el depósito o "universo" en el cual están operando. A la cantidad $T_0 \dot{S}_{gen}$ se le conoce como

irreversibilidad, \dot{I} .

El balance exergético, por tanto, resulta:

$$0 = \sum \dot{m}_e \left[(h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{1}{2} vel^2 + gz \right]_e - \sum \dot{m}_s \left[(h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{1}{2} vel^2 + gz \right]_s \pm \sum \dot{W} - \dot{W}_a - \dot{I} \quad (2.6)$$

donde P_0 es la presión del ambiente, vel es la velocidad del flujo, v es el volumen específico del volumen de control y v_0 es el volumen específico del estado muerto (del ambiente).

2.4. Refrigeración de Carnot

Se ha pertrechado con los conceptos básicos para entender que el ciclo inverso de Carnot no es otro que el de refrigeración y que éste requiere del suministro de potencia tal como se mostró en la Figura 2.3 b). El ciclo se compone de cuatro procesos los cuales son:

- 1→2) Expansión isotérmica
- 2→3) Compresión isentrópica
- 3→4) Compresión isotérmica
- 4→1) Expansión isentrópica

Estos procesos se representan en un diagrama T-s (Fig 2.4) dentro la zona de mezcla del diagrama de fases.

Durante el proceso 1-2 se suministra calor al refrigerador de Carnot, \dot{Q}_C , para mantener la temperatura constante, es menester que el calor se suministre en la zona de cambio de fase (zona de mezcla liquido vapor) del fluido empleado. Es en el proceso 2-3 donde se suministra trabajo o potencia, \dot{W} , por medio de un compresor ideal, es decir, sin generar ningún tipo de irreversibilidad debida a pérdida de calor o a fricción del fluido con las partes o entre las mismas, este

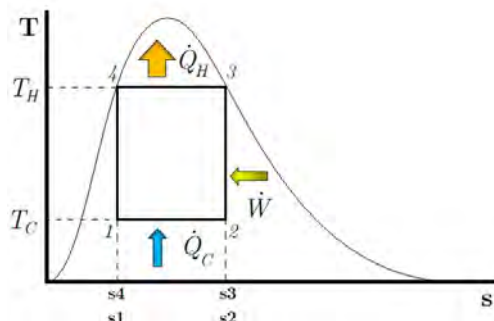


Figura 2.4: Ciclo de refrigeración de Carnot

proceso generará la diferencia de carga necesaria durante el ciclo. Del punto 3 a 4 se manda el excedente de calor, \dot{Q}_H , al medio de mayor temperatura, regularmente este medio es el ambiente a T_0 , es necesario que se ceda calor latente con el fin de no alterar la temperatura. Finalmente, del punto 4 a 1 se debe realizar una expansión reversible del nivel de presión en la condensación al nivel requerido en la evaporación.

2.5. Refrigeración por compresión

El ciclo real dista del ideal por dificultades mecánicas para su implementación, la Figura 2.5 muestra los componentes básicos de refrigeración por compresión. Del estado 4 al 1 es imposible tener una expansión isentrópica, lo cual se corrige expandiendo isoentálpicamente por medio de una válvula o un tubo capilar, la porción de refrigerante que se evapora toma calor de aquella que no lo hace y se genera así el efecto de enfriamiento, mientras que para la compresión del estado 2 al 3 primero se evapora el fluido hasta la condición de vapor saturado para que el compresor trabaje únicamente con vapor.

El diagrama del ciclo real se muestra en la Figura 2.6 en un diagrama T-s. Dado que el ciclo consta de dos procesos isobaricos y uno isoentálpico, conviene mostrarlo en un diagrama P-h, también conocido como diagrama de Molliere, en la Figura 2.7.

El evaporador contiene tanto el flujo de refrigerante como el flujo que mantendrá el producto frío, por lo que debe estar perfectamente aislado. El condensador, por su parte, envía el desecho de calor al ambiente a T_0 gracias a una corriente de agua o aire y no necesita aislarse ya que la pérdida de calor es su

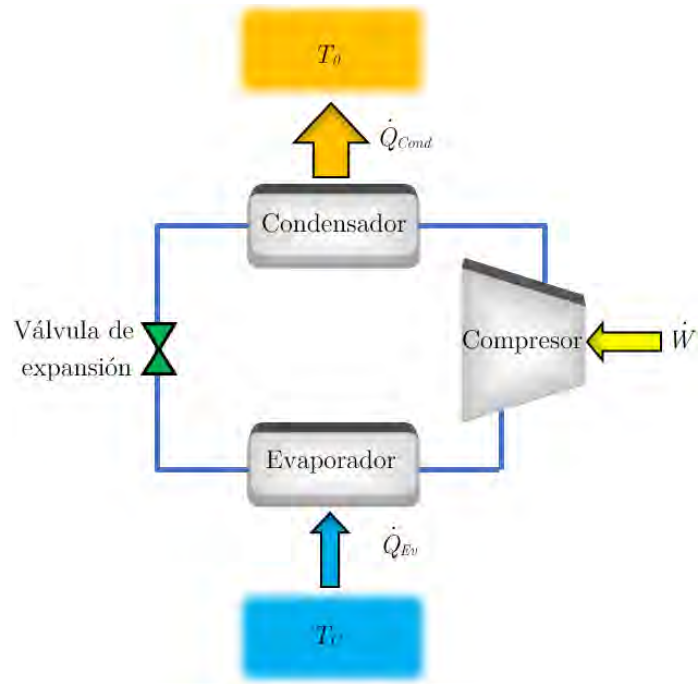


Figura 2.5: Componentes del sistema de refrigeración por compresión

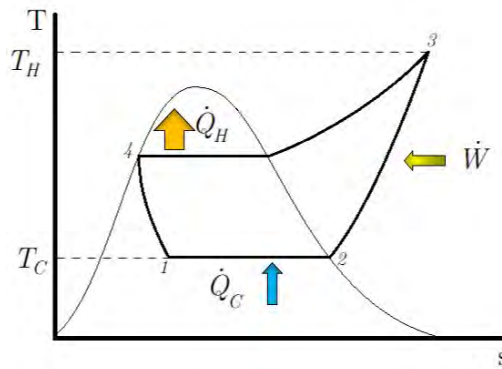


Figura 2.6: Diagrama T-s para un ciclo de refrigeración por compresión

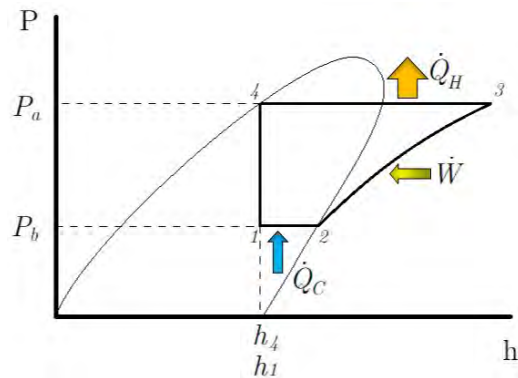


Figura 2.7: Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración por compresión

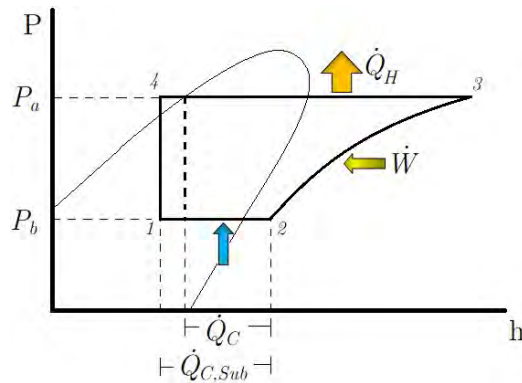


Figura 2.8: Ganancia de efecto refrigerante debido al subenfriamiento del refrigerante en el condensador y sobrecalentamiento en el evaporador

principal objetivo.

Otro procedimiento comunmente empleado es subenfriar el refrigerante a la salida del compresor y sobrecalentarlo en el evaporador con lo que se obtiene una ganancia de calor retirado en el evaporador, Figura 2.8. Con esto además se evita enviar gotas de

2.5.1. Eficiencia de primera ley

Se entiende como eficiencia el cociente entre la cantidad de energía que se obtiene del ciclo entre la cantidad de energía que se suministra, esto es:

$$\eta = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{Q}_C|} \quad (2.7)$$

Para una máquina térmica reversible que opera entre los niveles de temperatura T_H y T_C se calcula como:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.8)$$

Dado que el ciclo real dista considerablemente de la idealidad, la consideración isentrópica no es válida, mas aún se cumple que $\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C$ por lo que la eficiencia del ciclo se obtiene sólo a partir de:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_H} \quad (2.9)$$

La cual se conoce como eficiencia térmica o eficiencia de primera ley.

2.5.2. Eficiencia de segunda ley

Dado que la eficiencia de primera ley puede parecer baja si no se tiene como referencia la eficiencia de Carnot. Así la eficiencia de segunda ley surge como la necesidad de normalizar la primera eficiencia respecto a la segunda y tener un mejor referente, dicho de otra manera, la eficiencia de segunda ley es la eficiencia de la eficiencia, matemáticamente, para máquinas térmicas, no es otra cosa que:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_{Carnot}} \quad (2.10)$$

Mientras que la η_I toma valores en el rango de $[0, \eta_{Carnot}]$, la η_{II} los toma en el intervalo $[0, 1]$. Con esta definición es posible comparar ciclos de diferentes configuraciones e incluso ciclos de refrigeración con ciclos de potencia.

2.5.3. Coeficiente de operación

Definir una eficiencia para un ciclo de refrigeración no es lo más conveniente dado que el calor que extraemos del sistema es mayor que el trabajo suministrado, por consiguiente, la eficiencia sería mayor a la unidad, además desechar calor al medio de mayor temperatura no es la finalidad del equipo así que una alta

eficiencia no expresaría nada en términos prácticos. Así, para evaluar la viabilidad de un sistema de refrigeración se emplea el **coeficiente de operación** el cual es el cociente entre la cantidad de calor que se extrae del medio a menor temperatura y el trabajo suministrado para lograr esa extracción.

El cálculo para el COP se muestra en la Ec 2.11, mientras que para un proceso reversible se aplica la Ec 2.12.

$$COP = \frac{|\dot{Q}_C|}{|\dot{W}|} \quad (2.11)$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (2.12)$$

El COP_{Carnot} para un refrigerador reversible es siempre mayor al COP_{Real} , de hecho, es gracias a ello que se puede expresar la eficiencia de segunda ley como:

$$\eta_{II} = \frac{COP_{Real}}{COP_{Carnot}} \quad (2.13)$$

Dado que el COP_{Carnot} es siempre mayor al COP_{Real} , se cumple que la η_{II} es siempre mayor a cero y menor a uno.

2.5.4. Proceso de compresión

El componente de mayor demanda energética en un ciclo convencional de refrigeración es el compresor, ya que requieren mantener constante la diferencia de presión entre el evaporador y el condensador. Si se demanda al sistema una temperatura cada vez más baja el compresor trabajará aún más dada una mayor caída de presión.

Una simplificación al balance de energía (Ec 2.2) permite calcular el trabajo requerido por el compresor como la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida de éste multiplicada por el flujo másico. Las irreversibilidades producto de la fricción en las aspas provoca que la entalpía a la salida del compresor aumente, Figura 2.9, y con ello la demanda de potencia.

El cociente entre la diferencia ideal de entalpías y la real se conoce como eficiencia isentrópica y no es algo más que la eficiencia de segunda ley aplicada a

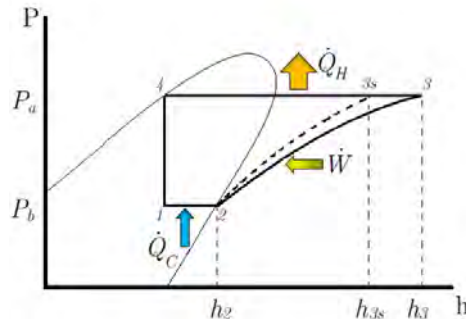


Figura 2.9: Esquema del incremento de entalpía en el compresor debido a irreversibilidades. El subíndice s indica el estado isentrópico.

compresores, Ec 2.14.

$$\eta_s = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (2.14)$$

Regularmente el valor de esta eficiencia ronda de 0.7 para compresores viejos y 0.95 para compresores nuevos, pero puede variar demasiado de acuerdo con los modelos y fabricantes. Regularmente es un dato conocido o fácil de suponer bajo estas consideraciones.

2.6. Refrigerantes

Un refrigerante es un cuerpo o sustancia capaz de absorber calor de otro medio (75). Tal es el caso del hielo, del agua, de salmueras, entre otras sustancias.

El desempeño del ciclo inverso de Carnot es independiente del refrigerante, pero en la realidad, según la finalidad del proceso, se debe elegir el refrigerante adecuado.

Durante el ciclo de refrigeración el refrigerante cede calor en el condensador, cambiando su fase vapor a líquido para posteriormente regresar al estado vapor en el evaporador donde a parte se consigue el efecto frigorífico; al tiempo que el refrigerante se evapora absorbe calor del fluido o espacio refrigerado el cual se encuentra ligeramente a mayor temperatura. La **carga de refrigeración** se refiere a la cantidad de calor que el refrigerante puede absorber del espacio refrigerado durante el proceso de evaporación. De aquí que los refrigerantes cuyo calor latente

2. MARCO TEÓRICO

de evaporización es mayor poseen un mejor efecto refrigerante.

Como es de esperarse, los refrigerantes capaces de alcanzar temperaturas más bajas en el evaporador son más efectivos no sólo por esta propiedad sino porque a menor temperatura mayor es el calor latente de vaporización.

Aunado a la temperatura, el calor latente depende de los niveles de presión a los cuales se adapte el sistema, regularmente la presión dentro del sistema es ligeramente mayor que la del ambiente, esto asegura que no haya infiltraciones de aire que repercutan directamente en el desempeño del ciclo.

Existe una amplia gama de refrigerantes en el mercado, estos pueden ser divididos en tres clases de acuerdo con la manera en la que absorben calor del medio a refrigerar (76).

Clase 1 Refrigerantes que extraen el calor latente de la sustancia a refrigerar.

Clase 2 Refrigerantes que extraen el calor sensible de la sustancia a refrigerar, en este caso pueden emplearse refrigerantes de la clase 1 en menor cantidad pero esto regularmente implica mayor costo.

Clase 3 Soluciones que contienen vapores absorbentes de medios refrigerantes o medios licuables (sales).

2.6.1. Nomenclatura

Ante la dificultad de nombrar los refrigerantes de acuerdo con su composición química, la ASRE (American Society of Refrigerating Engineers) se dio a la tarea de nombrarlos según sus usos u otras propiedades.

La nomenclatura más simple la tienen los refrigerantes de componentes inorgánicos (Tabla 2.1) para los cuales el 7 corresponde a la categoría de inorgánicos mientras que los siguientes dos números representan el peso molecular.

Aunque los refrigerantes compuestos de hidrocarburos y halogenados suelen dar mejores rendimientos, desde los acuerdos del protocolo de Montreal la tendencia ha sido regresar al uso de refrigerantes inorgánicos.

Refrigerante	Nombre	Formula química	Masa molecular	Punto de ebullición a 101 kPa [°C]
Amoniaco	717	NH_3	17	-33
Agua	718	H_2O	18	100
Aire	727		29	-194
Dióxido de carbono	744	CO_2	44	-78
Óxido nitroso	744a	N_2O	44	-88
Dióxido de azufre	764	SO_2	64	-10

Tabla 2.1: Refrigerantes inorgánicos, modificada de Jennings 1968/1958, pág. 491

2.6.2. Elección del refrigerante

Para ser utilizado en un ciclo de refrigeración, el refrigerante debe cumplir con ciertas propiedades químicas, físicas y térmicas. Además de dichas propiedades el refrigerante debe ser seguro y económico según la aplicación. De ello que no existe un refrigerante "ideal", es decir, un refrigerante que pueda ser utilizado en cualquier aplicación, más bien depende de una lista larga de factores.

2.6.2.1. Punto de ebullición

El punto de ebullición a la presión atmosférica es un factor determinante en la elección. A continuación, se comparan dos refrigerantes con puntos de ebullición notablemente diferentes (77).

Por un lado, el dióxido de carbono (CO_2) cuyo punto de ebullición a P_{atm} es de aproximadamente $-78.6^\circ C$, si se desea condensar a $30^\circ C$ se necesitarían 7.2 MPa para licuarlo mientras que para evaporar a $-15^\circ C$ sería necesaria una presión de 2.28 MPa (Figura opcional). Obviamente la cantidad de material para soportar estas condiciones sería exuberante. Sin mencionar el peso y, por ende, el costo.

En otro extremo, el diclorometano (CH_2Cl_2) con un punto de ebullición ronda los $39.8^\circ C$ a la presión atmosférica. Si se desea condensar a $30^\circ C$ y evaporar a $-15^\circ C$ se requeriría presiones de 28.4 kPa y 92.8 kPa, respectivamente. En este caso se trabaja por debajo de la P_{atm} y el sello sería complicado.

2. MARCO TEÓRICO

	Punto de ebullición a la presión atmosférica [°C]	Presión de evaporación a -15°C [kPa]	Presión de condensación a 30°C [kPa]	Relación de presiones de -15°C a 30°C $\left[\frac{P_{cond}}{P_{evap}}\right]$
Amoniaco	-33.3	236.3	1167.6	4.94
Bióxido de carbono	-78.3	2289.1	7191.2	3.15
Etano	-89.6	1627.2	4659.5	2.87
Freón 12	-29.78	182.8	740.5	4.08
Freón 21	8.89	36.1	215.3	5.97
Freón 22	-40.6	296.5	1203.1	4.06
Freón 113	47.56	6.77	54.14	8.02
Dicloro metano	-23.89	144.8	658.4	4.58
Bióxido de azufre	-10.0	81.4	457.8	5.63

Tabla 2.2: Presión de condensación y evaporación de los principales refrigerantes, modificada de Hernández 1980/1973, pág. 342

Una opción intermedia entre ambos refrigerantes es el amoniaco (NH_3) cuya temperatura de ebullición a P_{atm} ronda los $-33^\circ C$. Para condensar a $30^\circ C$ se requiere una presión de 1.17 MPa y para evaporar a $-15^\circ C$ la presión en el evaporador debería ser 0.24 MPa. Estas condiciones cumplen que el circuito se encuentre siempre a mayor presión que el medio.

La Tabla 2.2 compara algunos otros refrigerantes para las condiciones de evaporación y condensación antes descritas. Una comparación gráfica se muestra en Jennings, 1958 (78) página 486.

En general, se puede clasificar a los refrigerantes basado en su punto de ebullición en las siguientes categorías (77):

Temperaturas ultrabajas: $-53.89^\circ C$ o más bajas

Temperaturas bajas: $-28.89^\circ C$ a $-53.89^\circ C$

Temperaturas intermedias: $-6.67^\circ C$ a $-28.89^\circ C$

Temperaturas altas: $-6.67^\circ C$ o más altas

2.6.2.2. Viscosidad

La viscosidad, propia de los fluidos, es la resistencia para fluir. Una alta resistencia al flujo ocasiona no sólo una mayor demanda de energía sino también caídas de presión considerables. De aquí que los refrigerantes menos viscosos se prefieran sobre los de mayor viscosidad.

2.6.2.3. Punto crítico y punto de congelación

Es importante que la temperatura a la salida del compresor sea menor a la temperatura del punto crítico de tal suerte que la condensación sea posible. A excepción del CO_2 todos los refrigerantes tienen una temperatura crítica muy por arriba de la temperatura de condensación.

Del mismo modo, a la salida de la expansión el refrigerante alcanzará la menor temperatura del sistema, debido a ello se debe tener certeza que el punto de congelación se encuentre por debajo de esta temperatura para evitar que la válvula congele y se tape.

2.6.2.4. Estabilidad química

Además, el refrigerante debe mantener sus propiedades tras los bruscos cambios de presión y temperatura o a posibles contaminaciones como aire, agua o aceite. De igual manera se debe considerar la corrosividad del refrigerante.

Para el caso del amoníaco, en su estado puro es no corrosivo hacia metales no ferrosos, sin embargo, al combinarse con agua forma hidróxido de amoníaco el cual sí lo es.

El refrigerante debe ser compatible con el aceite lubricante tanto física como químicamente. Las propiedades de uno, no debe repercutir en las del otro. La miscibilidad indica cuan capaz es de mezclarse una solución en otra, de aquí dos categorías:

Refrigerantes poco miscibles: Amoníaco, CO_2 , SO_2

Refrigerantes miscibles: Freón, Clorohidrocarburos, Hidrocarburos.

2. MARCO TEÓRICO

Refrigerante	Número de toxicidad	Letalidad o serias lesiones		Flamabilidad o explosividad [% en volumen]	ASA-B9 código de grupo
		Tiempo de exposición en horas.	Porcentaje en volumen		
Amoniaco	2	0.5	0.5-0.6	16-25	2
Dióxido de carbono	5	0.5-1	5-7*	No	...
Cloruro de metilo	4	2	2-2.5	8.1-18.2	2
R-12	0.6	2	28.5-30.4	No	1
Dióxido de azufre	1	0.08	0.7	No	1

Tabla 2.3: Toxicidad relativa y seguridad de refrigerantes, modificada de Jennings 1968/1958 pág. 506. * No es toxico, mas, en altas concentraciones, causa incomodidad en el aparato respiratorio e incluso sofocación

2.6.2.5. Toxicidad y flamabilidad

Es importante tener en cuenta que casi todos los refrigerantes tienen cierto grado de toxicidad pero que ésta es relativa a a) la naturaleza del material, b) el tiempo de exposición y c) de la concentración en el aire. Dentro de la toxicidad se considera el envenenamiento y sofocación.

La Junta Nacional de Aseguradores de Incendios (National Board of Fire Underwriters) clasifica el nivel de toxicidad en una escala del 1 al 6, donde el 1 representa a los refrigerantes más tóxicos mientras que el 6 agrupa a aquellos cuya toxicidad es prácticamente nula. En la Tabla 2.3 se encuentran los refrigerantes más comúnmente empleados donde el amoniaco representa una sustancia altamente tóxica.

En la actualidad el amoniaco es el único refrigerante altamente toxico usado en gran escala, su uso es comúnmente limitado a la industria de hielo, plantas de embalaje y en grandes instalaciones de almacenamiento en frío.

Además de los niveles de toxicidad, la Tabla 2.3 muestra una clasificación del peligro de los refrigerantes, considerando su flamabilidad y posibles venenos producto de la reacción de combustión, según el Código de Seguridad B-9 de ASRE y la American Standard Association, los números clasifican a los refrigerantes de acuerdo con los siguientes criterios:

1. Mezclas inflamables de aire-vapor, sólo peligrosas en límites de concentración.

2. El vapor de refrigerante sometido a alta presiones es capaz de extinguir el fuego.
3. Dado su ofensivo olor, pueden ser detectados antes de llegar a una concentración inflamable.

En proporciones bastante exactas con una mezcla de aire, el amoniaco es ligeramente inflamable y explosivo por lo que en general no representa un riesgo. La "American Standard Safety Code for Mechanical Refrigeration" establece las condiciones bajo las cuales se puede emplear los refrigerantes de forma segura, patrocinados en conjunto con la ASHRAE y ASA (American Standards Assosiation) crean los códigos de los cuales derivan la mayoría del resto de códigos y ordenanzas en el uso de refrigerantes.

2.6.3. Amoniaco

El amoniaco, NH_3 , es un gas coloro con un olor agresivo bastante característico, comúnmente irritante para los ojos y membranas mucosas. Es el gas más utilizado en la industria y en la refrigeración comercial. El amoniaco anhídrido no es corrosivo ante metales y aceros, sin embargo, sí lo es ante el cobre o aleaciones de zinc (latón y bronce).

Una exposición a cantidades bajas de amoniaco suele ser más molesto que dañino, a menos que la concentración se de aproximadamente 0.5 por ciento del volumen de aire (78), en este caso pueden ocurrir serias afectaciones tras una exposición mayor a cinco minutos. Se trata de un gas difícilmente inflamable, salvo en proporciones de entre 16 y 25 por ciento en el ambiente. Tampoco forma productos de descomposición perjudiciales.

Dos técnicas rudimentarias para la detección de fugas de amoniaco son; encender una vela de azufre, la cual emitirá humo blanco si hay presencia de amoniaco o bien con un papel de fenolftaleína el cual se tornará de color rosa si hay presencia del gas o de un escarlata avivado tras una larga exposición.

El punto de ebullición del amoniaco a la presión atmosférica ronda los $-2.2^{\circ}C$, su presión de evaporación y condensación a las temperaturas de $-15^{\circ}C$ y $-30^{\circ}C$; 2.37 y 11.67 bares, respectivamente.

La Tabla 2.4 reúne un conjunto más amplio de las propiedades del amoníaco.

2.7. Refrigeración por absorción

Cuando se cuenta con una fuente de energía térmica, es posible remplazar el compresor por sistemas más complejos que cumplan la misma finalidad, llevar el fluido refrigerante de una zona de menor presión a una de mayor presión.

La disponibilidad de la fuente de energía debe ser barata, de tal suerte que el ahorro en energía eléctrica, producto del compresor, sea de mayor magnitud que la implementación de los nuevos equipos que le sustituyan.

Se necesita mucho menos energía para elevar la presión de un líquido que la de un gas, es esta la razón por la cual la refrigeración por absorción se basa en aprovechar la capacidad de ciertos líquidos de ser transportados en otro medio, absorbente, el cual sólo lo acompaña en la parte del circuito, correspondiente al compresor.

En principio puede resultar inverosímil la idea de producir frío con calor, más aún el hecho de que a mayor temperatura, mayor es la capacidad de generar el efecto frigorífico. Sin embargo, es posible gracias a las propiedades de las sustancias.

En la refrigeración por absorción se emplea un compuesto volátil, ya sea un fluido capaz de absorber al otro o una sal capaz de disolverse en el refrigerante. En la sección 2.8 se detallan las mezclas más comunes de la refrigeración térmica por absorción.

2.7.0.1. Componentes del ciclo de refrigeración por absorción

Los equipos que sustituyen el compresor son;

El **absorbedor**, en el cual se lleva a cabo el mezclado del refrigerante con el absorbente para posteriormente ser bombeado, en una alta concentración, al generador. El proceso de absorción es una reacción de tipo exotérmica, además el vapor proveniente del evaporador debe ser licuado para ser transportado en la bomba por lo que es necesario extraer el excedente de calor ya sea con un flujo de agua o aire, regularmente se utiliza el mismo flujo, de forma paralela, que circula

Formula química	NH_3
Masa molecular	17
Punto de ebullición a 101 kPa	-33.33 °C
Presión de evaporación a -15°C	236.5 kPa
Presión de condensación a 30°C	1166.6 kPa
Punto de congelación a 101 kPa	-77.78 °C
Temperatura crítica	132.78 °C
Presión crítica	11,424.6 kPa
Relación de compresión de 30 a -15°C	4.94
Viscosidad del líquido saturado a -15°C	0.250 cp
Viscosidad del líquido saturado a 30°C	0.207 cp
Volumen específico a -15°C	0.508 kg/m ³
Calor latente de vaporización a -15°C	1313.02 kJ/kg
Calor específico del líquido a 30°C	4.77 kJ/kgK
Calor específico del vapor a presión constante a 101 kPa y 30 °C	2.14 kJ/kgK
Razón de calores específicos a 30°C y 101 kPa $\left(\gamma = \frac{C_p}{C_v}\right)$	1.32
KiloJoules por Tonelada de refrigeración ideal	0.7378
Refrigerante circundante por Tonelada de refrigeración ideal	0.0253 kg/s
Conductividad térmica del líquido saturado a 0°C	0.5016 W/mK
Conductividad térmica del líquido saturado a 30°C	0.5016 W/mK
Conductividad térmica del vapor saturado a 0°C y 101 kPa	0.0221 W/mK
Conductividad térmica del vapor saturado a 30°C y 101 kPa	0.0251 W/mK
Estabilidad (productos tóxicos de descomposición)	No
Toxicidad	2
Rango de temperaturas en el evaporador	-68 a -7 °C

Tabla 2.4: Características del amoníaco como refrigerante, modificada de Jennings 1968/1958 pp. 488-489

2. MARCO TEÓRICO

en el condensador. Básicamente el absorbedor es un tanque de mezclado aunado a un intercambiador de calor.

Bomba, cuya función es transportar el flujo concentrado del absorbedor al generador, al tiempo que eleva su presión. La demanda de potencia de la bomba es despreciable con respecto a la que demanda un compresor, de igual manera lo son el costo, tamaño, peso y cantidad de vibración. A pesar de ser una entrada de trabajo al sistema, su contribución suele despreciarse sin notables cambios en el rendimiento teórico del equipo ya que la mayor cantidad de energía de entrada es de tipo térmica.

Generador, básicamente es un intercambiador de calor que aprovecha el calor de la fuente para transferirlo a la mezcla y lograr con ello la desorción (proceso de separación del refrigerante y el absorbente) la cual se logra gracias a los diferentes puntos de ebullición de la mezcla. Por tanto, del generador salen dos flujos internos; uno de ellos es el refrigerante el cual se dirige al compresor para finalmente regresar al absorbedor tras cumplir su labor de enfriamiento y el flujo de solución reducida en refrigerante el cual regresa al absorbedor para volver a mezclarse con el flujo de refrigerante, proveniente del evaporador, y volver a comenzar el circuito de absorción. Es recomendable que el generador se encuentre bien aislado, lo mismo la tubería que le suministra el fluido caliente.

Válvula, o bien un tubo capilar, cuyo objetivo es reducir la presión del flujo diluido en refrigerante hasta la presión del absorbedor.

El absorbente nunca debe circular en la línea del condensador y evaporador. En la realidad esto puede no ser cierto, tal es el caso del amoníaco/agua donde ambos son volátiles, sin embargo, como se verá más adelante, es posible reducir la cantidad de absorbente a la salida del generador.

Con el fin de recuperar algo de energía de la corriente diluida antes de ser estrangulada en la válvula, se puede acoplar al sistema un **economizador** (intercambiador de calor) el cual ceda calor de dicha corriente hacia la que proviene de la bomba a modo que ésta entre precalentada al generador. Dado que es un componente opcional y su implementación implica un gasto extra, debe analizarse para cada sistema la fiabilidad de instalarlo, dado que en ocasiones la energía de la corriente a la salida del generador no está lo suficientemente elevada en relación con la que sale de la bomba y, por tanto, el intercambio efectivo de calor no sea considerable. Este intercambiador se aísla para aumentar su efectividad.

En la Figura 2.10 se compara, de manera esquemática, la distribución espacial

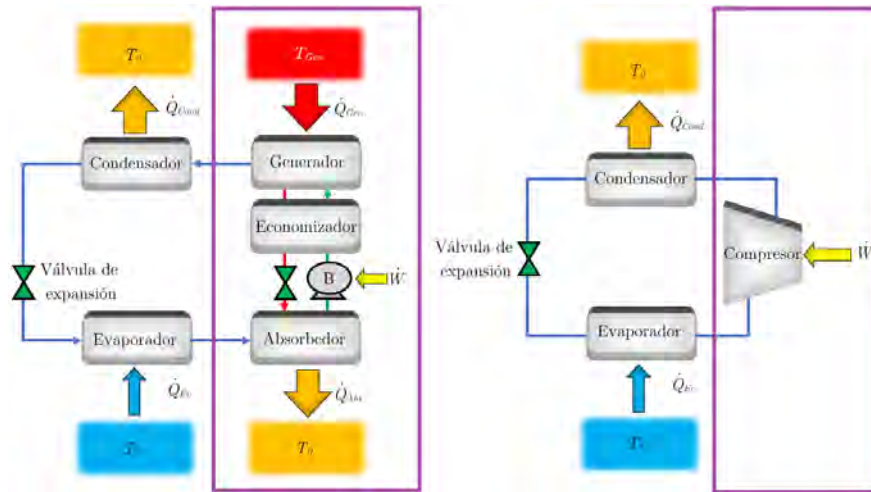


Figura 2.10: Distribución de los sistemas de refrigeración por absorción comparada con los sistemas por compresión

de los equipos en el sistema de absorción con respecto a la distribución en la refrigeración por compresión de la Figura 2.5. Las diferencias yacen en el rectángulo en tanto que el resto de los equipos mantienen la misma distribución.

La Figura 2.10 sirve para hacer una comparación visual entre el sistema de compresión y el sistema de absorción, sin embargo, una mejor visualización se obtiene representando los componentes en un diagrama presión-temperatura (Figura 2.11) para el sistema de absorción. Para ello se supone que el flujo externo del condensador y el absorbedor es la misma corriente conectada en paralelo (de conectarse en serie, uno de estos componentes recibiría el calor de desecho del otro por lo que sería menos práctico para los fines deseados), también se desprecia la pérdida de carga entre las líneas.

2.7.0.2. Clasificación de los sistemas de absorción

Estos sistemas pueden clasificarse como; multi efecto según su número de generadores o multi etapas de acuerdo con número de absorbedores. Según su el fluido de enfriamiento (agua o aire) y de acuerdo con la fuente de energía (solar o residual).

El incremento en el número de generadores se emplea al tener una fuente a tal temperatura que el calor residual puede ser reutilizado para alimentar un segundo calentador y así sucesivamente.

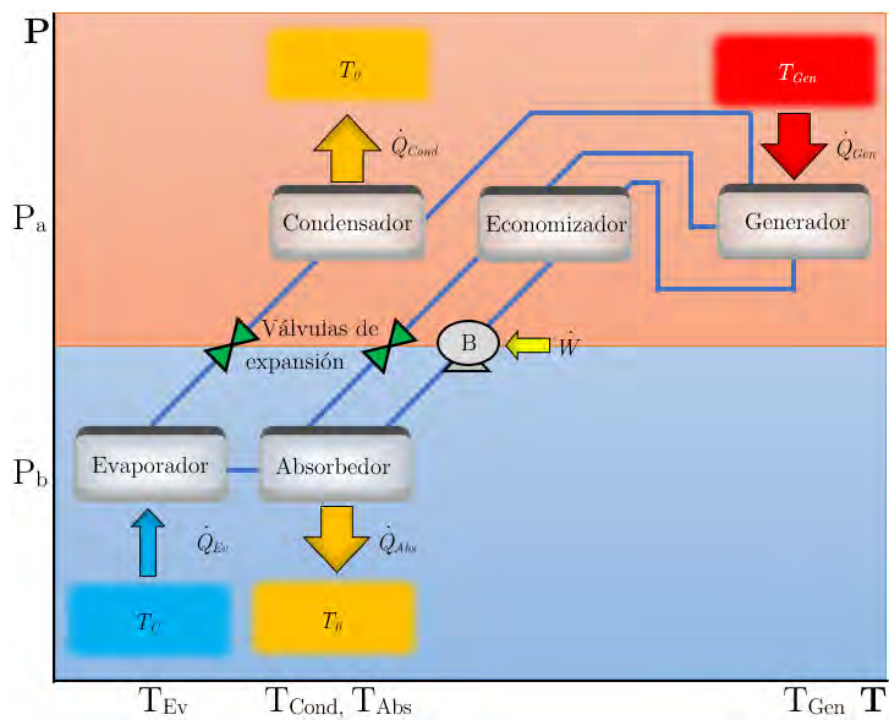


Figura 2.11: Distribución de los dispositivos de refrigeración por absorción en un diagrama P-T

Simple efecto: Posee un solo generador, su COP apenas alcanza la unidad y la temperatura requerida ronda los 100°C.

Doble efecto: Introducido entre 1956 a 1958 (79), utiliza el calor de condensación del primer flujo de refrigerante para generar un segundo flujo en otro generador, en realidad se trata del mismo equipo y puede ser llamado Condensador/Generador. El segundo flujo de refrigerante se une al primero por lo que el sistema también es conocido como doble efecto en serie. El valor del COP incrementa debido al mayor aprovechamiento de la energía residual, alrededor del 1.5 veces el COP de simple efecto.

Triple efecto: Se trata de un equipo con un generador y dos Condensadores/-Generadores, son poco viables dado que el incremento en el COP no justifica su alto costo.

Medio efecto: A contradicción de su nombre, se trata de un sistema con dos generadores y dos absorbedores que aprovechan fuentes a baja temperatura, en el rango de 65°C. Su nombre viene del hecho de tener, regularmente, alrededor de la mitad del COP de simple efecto.

2.7.1. Coeficiente de operación para un ciclo refrigeración térmica

El coeficiente de operación para un ciclo de absorción se calcula según la ecuación (Ec 2.15):

$$COP_{abs} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_{Gen} + \dot{W}_B} \quad (2.15)$$

donde \dot{Q}_{Ev} es la tasa de calor extraído en el evaporador, \dot{Q}_{Gen} es la razón de suministro de calor en el generador y \dot{W}_B es la potencia de la bomba.

Como se ha mencionado, el trabajo de la bomba suele ser despreciable respecto a la energía suministrada en el generador. De modo que el cálculo del COP se reduce a:

$$COP_{abs} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_{Gen}} \quad (2.16)$$

2.7.1.1. COP reversible para un sistema de absorción

El COP máximo de los sistemas de refrigeración se obtiene eliminando las irreversibilidades del proceso, dicho esto; se supone que el calor de la fuente \dot{Q}_{Gen} entra a una máquina de Carnot de tal modo que se produce una potencia igual a

$$\dot{W} = \eta_{Carnot} \dot{Q}_{Gen},$$

según la Ec 2.7. Esta máquina de Carnot opera entre los niveles de temperatura T_{Gen} y T_{amb} por lo que su eficiencia de Carnot también puede calcularse por la Ec 2.8 como

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{Amb}}{T_{Gen}}.$$

Dicha potencia se suministra a un refrigerador de Carnot (Figura 2.3 b)) cuyo COP se determina con la Ec 2.11 como

$$COP_{Carnot} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\eta_{Carnot} \dot{Q}_{Gen}}$$

de donde

$$\dot{Q}_{Ev} = COP_{R,Rev} \eta_{Carnot} \dot{Q}_{Gen}.$$

Sustituyendo este valor en la Ec 2.16 se obtiene que el $COP_{Abs,Rev} = COP_{Rev} \eta_{Carnot}$

El refrigerador de Carnot opera entre los niveles de temperatura T_{Amb} y T_{Ev} de modo que su COP puede calcularse según la Ec 2.12 como

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{Amb}}{T_{Ev} - T_{Amb}}$$

con ello, el COP máximo de los sistemas de absorción se calcula con la Ec 2.18

$$COP_{Abs,Rev} = \left(1 - \frac{T_{Amb}}{T_{Gen}}\right) \left(\frac{T_{Ev}}{T_{Amb} - T_{Ev}}\right) \quad (2.17)$$

2.7.2. COP_{Int} y COP_{Ext}

Hasta ahora no se ha considerado el intercambio de calor entre los flujos internos del sistema de absorción (refrigerante y solución concentrada y diluida) con

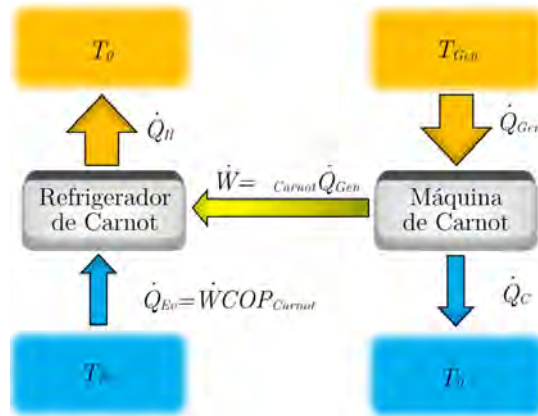


Figura 2.12: Sistema de absorción reversible

los flujos externos (flujo del generador y del evaporador), es decir que en general se ha tratado al sistema como cerrado. En tal caso el COP al que se ha referido hasta ahora, ha sido al interno.

El COP externo, en sistemas de absorción, es el resultado de la transferencia de calor efectiva con los flujos externos, es decir el verdadero calor que se logra extraer en el evaporador y el calor que se obtiene de la fuente a través de los intercambiadores de calor. El cálculo es el mismo con la salvedad de que ahora se utiliza el calor sensible o latente, según el caso, de las corrientes externas. Se intuye, por tanto, que el COP externo, COP_{Ext} , es siempre menor al COP interno, COP_{Int} .

2.7.2.1. Eficiencia de segunda ley para sistemas de absorción

La optimización del ciclo radica también en lograr que el COP_{Ext} sea muy cercano al interno. El COP_{Ext} muestra el verdadero desempeño del ciclo. La eficiencia de segunda ley para el sistema de absorción se obtendría como:

$$\eta_{II,Abs} = \frac{COP_{Ext}}{COP_{Abs,Rev}} \quad (2.18)$$

2.8. Termodinámica de soluciones

La absorción es un proceso en el que se ponen en contacto fases con diferente composición que constantemente se encuentran fuera de equilibrio lo cual altera

2. MARCO TEÓRICO

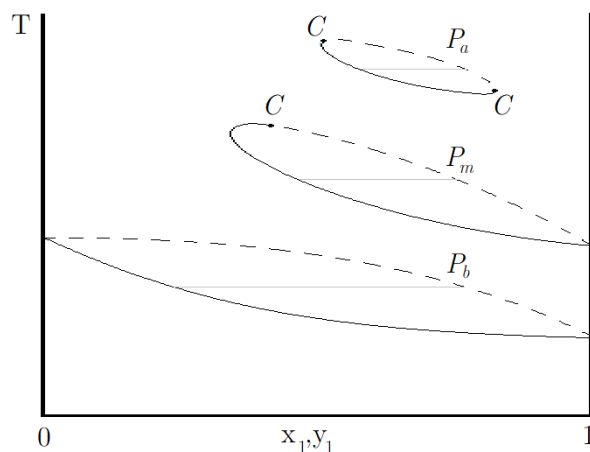


Figura 2.13: Diagrama T-xy de una mezcla binaria. — Línea de los puntos de rocío - - - Línea los puntos de burbuja

sus composiciones debido a la transferencia de masa de una a otra.

Al igual que las especies puras, las mezclas binarias tienen regiones donde ambas son líquidas, regiones de sólo vapor y, por consiguiente, regiones de mezcla. Dado los distintos puntos de ebullición de las sustancias, los diagramas presentan líneas de saturación donde, si bien, ambos se evaporan lo hacen en diferente proporción. El resultado es que el vapor de la zona de mezcla tenga mayor concentración de la sustancia más volátil.

Para ejemplificar este proceso se muestra la Figura 2.13 con un diagrama esquemático de temperatura contra concentración a diferentes presiones ($P_a > P_m > P_b$), donde la línea superior representa la línea de vapor saturado en tanto que la inferior, la línea del líquido saturado. La zona sobre la región de cambio de fase corresponde al vapor sobrecalentado mientras que la inferior representa al líquido subenfriado. La concentración de la especie 2, x_2 o y_2 , se obtiene de la diferencia de la especie 1 con la unidad, es decir, leyendo en forma inversa el diagrama.

Dada una presión y la concentración, si se parte de un punto en el líquido y se eleva la temperatura, se obtiene el efecto deseado en la destilación en el que la especie cuyo punto de ebullición es menor comienza a evaporarse a una mayor concentración. Esta concentración se obtiene al trazar una línea horizontal, mejor conocida como *línea de pliegue*, hasta la línea de vapor.

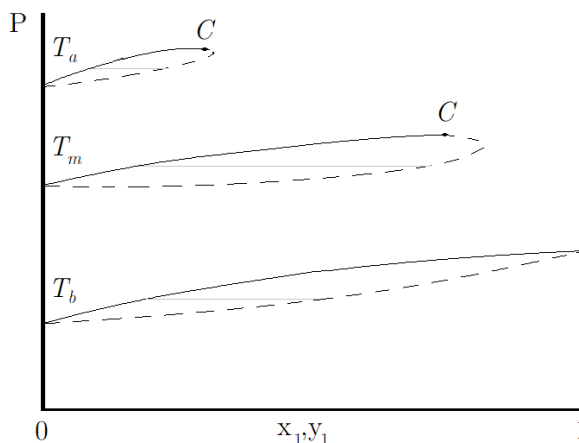


Figura 2.14: Diagrama Presión-xy con espiras correspondientes a diferentes temperaturas ($T_a > T_m > T_b$). — Línea de los puntos de rocío - - - Línea los puntos de burbuja

Propiamente, al referirse a mezclas, el punto en el cual aparece la primera burbuja, al pasar de líquido a vapor, se conoce como *punto de burbuja*, a su vez la línea asociada a este punto a varias concentraciones, se conoce como línea del punto de burbuja –o bien, superficie del punto de burbuja, si se traza la superficie en un diagrama P-T-xy-. Por su parte, al condensar un vapor sobrecalentado de mezclas, el punto en el cual aparece la primera gota de líquido se conoce como *punto de rocío*.

El diagrama presión versus concentración resulta análogo, mas, la región de líquido se encuentra en la parte superior de la interfase y la del vapor, por debajo (Figura 2.14). Este comportamiento es lógico; se considera un punto en el líquido al que se reduce la presión, como resultado la mezcla más volátil tiende a evaporarse.

La letra *C* en ambos diagramas de concentración indica el punto crítico de la mezcla; para las sustancias puras independientes, $x = 0$ y $x = 1$, el punto crítico es el extremo de la última espira que toca estos extremos.

Para sustancias puras la línea del punto de rocío coincide con la del punto de burbuja en un diagrama de este tipo, para mezclas esto no siempre se cumple. Las líneas de pliegue son perpendiculares al diagrama P-T.

Otro diagrama comúnmente utilizado en mezclas es el de entalpía contra frac-

2. MARCO TEÓRICO

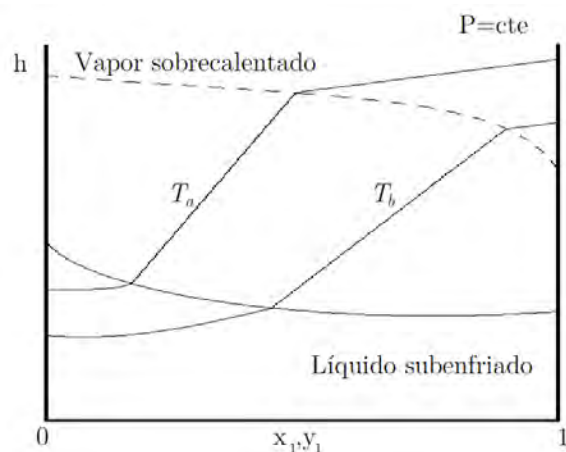


Figura 2.15: Esquema del diagrama Entalpía – Fracción de masa. — Línea de los puntos de rocío - - - Línea los puntos de burbuja

ción molar, Figura 2.15. Este diagrama fue usado por vez primera por Merkel y Bosnjakovic (como se cita en Herold, 1996 (44)) y todas sus líneas representan estados de saturación.

En la figura se muestran las líneas de burbuja y de rocío a una presión dada, además se ilustran dos isoterma donde $T_a > T_b$. La entalpía del líquido subenfriado es prácticamente la misma que la del estado de saturación para temperaturas menores a 0.9 la temperatura del punto crítico (44). Por su parte, la isoterma se asemeja a una línea recta a medida que la presión baja.

La entalpía de la fase vapor es la correspondiente al punto donde intersectan la isoterma con la línea del rocío, mientras que la del líquido lo es la intersección con la línea de burbuja. Se deduce que la entalpía para una misma temperatura es la misma independientemente de la concentración, no así para la cantidad de masa en el sistema.

Para evitar saturar el diagrama, suele dibujarse una línea auxiliar (línea punteada en la Figura 2.16 que se conecta en los extremos con la línea del punto de rocío) la cual sólo sirve para conectar, por medio de una línea horizontal y una vertical, las líneas de saturación.

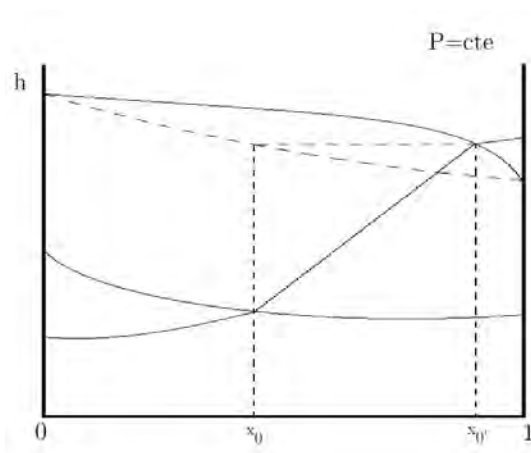


Figura 2.16: Diagrama entalpía – fracción masa. - - - Líneas auxiliares del diagrama entalpía

2.9. Mezclas de refrigerantes para sistemas de absorción

La mezcla debe poseer ciertas características:

- El absorbente debe tener gran afinidad por el vapor de refrigerante.
- Ambos deben ser solubles en las condiciones de operación.
- Ambos fluidos, tanto de manera individual como en mezcla, deben ser seguros, estables y no corrosivos.
- La volatilidad del absorbente debe ser baja con respecto a la del refrigerante de modo que a la salida del generador se tenga baja o nula concentración de éste.
- La presión de trabajo de ambos, individual y en mezcla, deben ser cercanas a la presión atmosférica, lo cual resulta en un equipo de poco peso y reduce el riesgo de fugas desde o hacia el sistema.

Existen alrededor de 40 refrigerantes y 200 absorbentes disponibles (79), la primera mezcla empleada fue el amoníaco agua. A continuación, una descripción de las principales mezclas utilizadas.

2. MARCO TEÓRICO

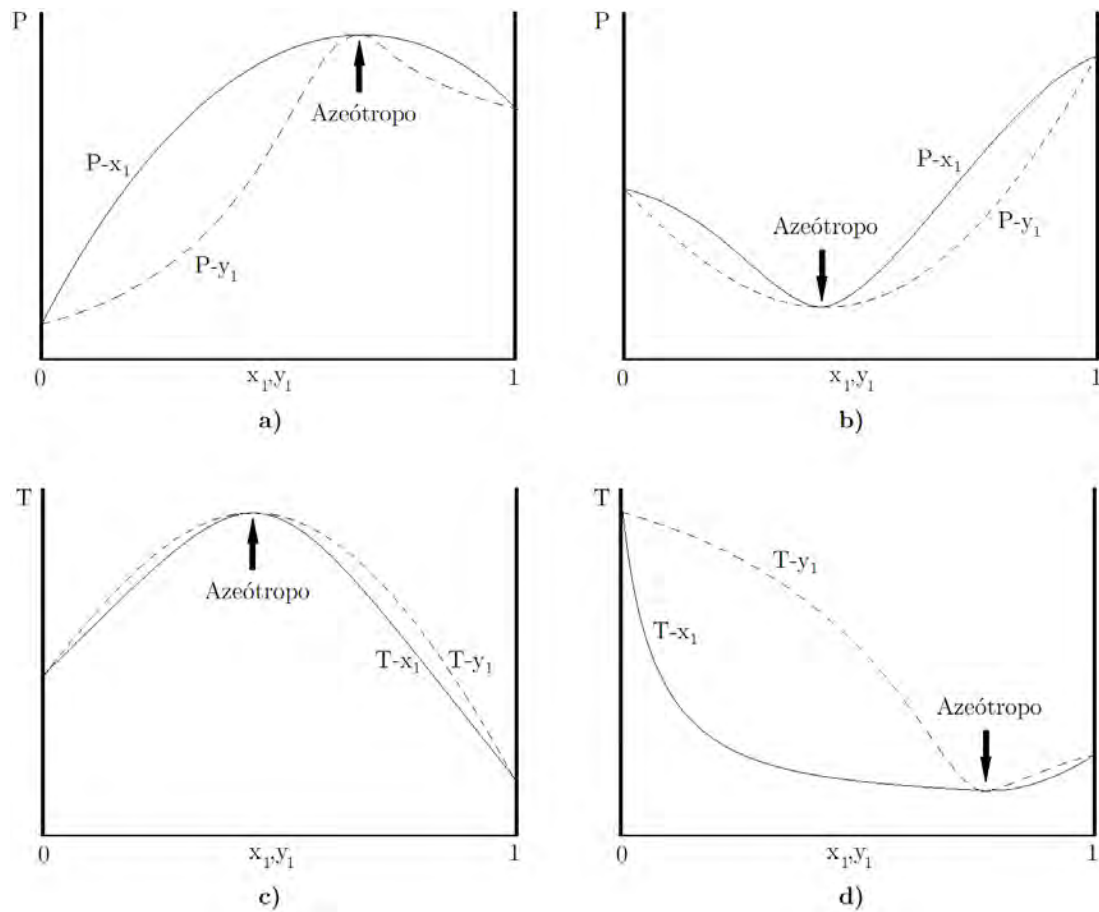


Figura 2.17: Diferentes condiciones con puntos máximos y mínimos azeótropos

2.9.1. Mezclas Azeotrópicas

Bajo ciertas condiciones de presión, temperatura y/o concentración las curvas del punto de burbuja y la de los puntos de rocío llegan a acercarse tanto que el proceso de destilación resulta imposible ya que el cambio de fase es simultáneo.

Los puntos donde estas superficies entran en contacto se le conoce como azeótropo mientras que a las mezclas que presentan dicho comportamiento se les denomina mezclas azeotrópicas. La Figura 2.17 muestran azeótropos en diferentes condiciones; **a)** y **b)** muestran azeótropos de presión máxima y mínima, respectivamente y; **c)** y **d)**, de máxima y mínima temperatura, respectivamente.

De trabajar con un par refrigerante-absorbente azeotrópico se debe cuidar

mantener las condiciones del generador suficientemente lejos del azeótropo.

2.9.2. Mezcla Amoniaco-Agua

La patente del refrigerador con la mezcla amoniaco-agua, 1859, la tiene el francés Ferdinand Carre. Se trata de una mezcla zeotrópica por lo que no hay necesidad de cuidar zonas de contacto entre las superficies de líquido y vapor saturados.

La mezcla se emplea para sistemas que demanden temperaturas cercanas o por debajo de 0°C . La mezcla cumple con la mayoría de las cualidades del par de trabajo: El agua tiene una alta afinidad con el vapor de amoniaco; un volumen de agua absorbe 1.148 volúmenes de amoniaco a 0°C . La mezcla es soluble en el rango de operación de estos sistemas. Ambos son altamente estables y compatibles con la mayoría de los materiales que se utilizan en los sistemas de refrigeración, con salvedad del cobre y sus aleaciones. Regularmente se limita su aplicación a sistemas de aire acondicionado debido a su toxicidad.

Debido a que ambos fluidos son volátiles, el ciclo requiere un componente adicional; el **rectificador** el cual eliminará el excedente de agua. De no contar con el rectificador, esta agua se acumula en el evaporador e incrementa la temperatura, lo cual hace decaer el COP debido a que transporta refrigerante sin vaporizar a la salida del evaporador.

La función del rectificador es básicamente disminuir la temperatura a la salida del generador, donde se tiene vapor saturado, con lo cual se logra condensar y retirar la mayor parte del líquido con alta concentración del compuesto menos volátil y finalmente obtener amoniaco con mayor pureza. Este proceso se ilustra en el diagrama h-x de la Figura 2.18, donde el punto A representa la salida del generador y el punto B es el punto sobre la isoterma en el cual la mezcla se encuentra en equilibrio y de la cual se extrae la fracción vapor a alta concentración.

2.9.3. Cristalización

Se trata del fenómeno de solidificación de una sal que ocurre cuando la solución se satura, es decir, la cantidad de líquido ya no puede disolver más sólido. A mayor temperatura el soluto acepta mayor cantidad de sal (80). El problema se agrava cuando sucede en las tuberías dado que puede taponarlas y detener el proce-

2. MARCO TEÓRICO

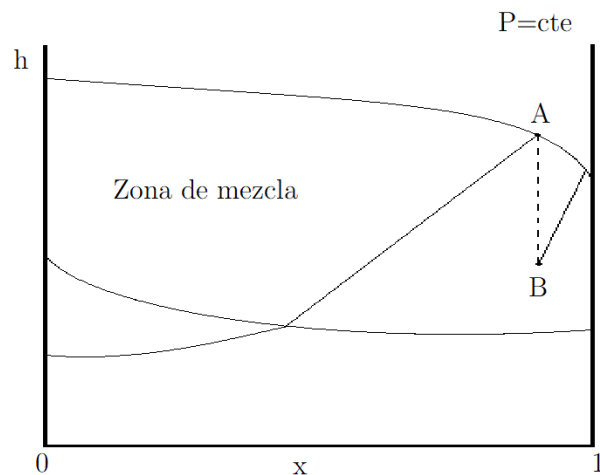


Figura 2.18: Función del rectificador ilustrada en un diagrama entalpía - fracción masa

so o dañar la bomba. Algunos factores que propician del descenso de temperatura indeseado son:

- Falla eléctrica
- Temperatura de condensación demasiado baja
- Fugas de aire al sistema.

El problema de las tuberías puede ser resuelto calentándolas de modo que la sal vuelva a disolver y permita nuevamente el flujo.

2.9.4. Bromuro de litio – agua

La mezcla se utiliza desde 1930 (79) y presenta dos principales ventajas, una es la no volatilidad del LiBr, que elimina la necesidad de un analizador y un rectificador; y la segunda es el alto calor latente de vaporización del agua. Por su parte, el inconveniente del agua como refrigerante es que su punto de congelación a presión atmosférica es de 0°C lo que limita su campo de aplicación al acondicionamiento de espacios y operaciones de mayor temperatura.

La salmuera tiene alta afinidad por el vapor de agua mientras que la sal, por sí sola, es higroscópica. Sin embargo, bajo las condiciones del equipo, el absorbente

no es completamente soluble por lo que el diseño debe evitar la precipitación o cristalización.

Se trata de una mezcla corrosiva para algunos metales. Puede utilizarse algunos aditivos para inhibir la corrosión o para mejorar la transferencia de masa. Al tratarse de una sal, corre el riesgo de cristalizarse a altas concentraciones.

Se ha demostrado que, con una segunda sal, puede mejorar la solubilidad de la solución. Tal es el caso de la mezcla ternaria $LiBr + ZnBr_2/agua$.

En cuanto al diseño, para evaporar agua a $5^\circ C$ es necesaria una presión por debajo a la atmosférica, 0.87 kPa. En el condensador no se tiene este problema, dado que para condensar agua a $35^\circ C$ se necesitan 5.63 kPa. Algunos sistemas se basan en la ley de Dalton para mantener la presión del refrigerante por debajo de la presión atmosférica con el uso de un tercer fluido; un gas inerte, tal como el hidrogeno, en la línea del evaporador. Según la ley de Dalton la presión total en el sistema de baja presión será igual a la suma de las presiones parciales de los gases presentes en la mezcla, así una mezcla a presión atmosférica de refrigerante-hidrógeno permitiría mantener al refrigerante a presión menor a la del ambiente sin necesidad de una bomba de vacío (75).

2.10. Sistema de absorción contra sistema de compresión

Regularmente el coeficiente de operación de los sistemas de absorción se encuentra por debajo de la unidad, mientras que para los de compresión puede llegar a ser superior a cuatro para las mismas condiciones. Es por ello por lo que la rentabilidad del equipo se da al operar los sistemas de absorción de "gratuita" es decir que la potencia suministrada sea continua y de bajo costo a diferencia de la potencia que demanda el compresor.

El ruido es otro factor importante ya que los sistemas de absorción suelen emitir menor ruido debido a que emplean menos partes móviles lo cual reduce las vibraciones. Además de que esto conlleva a menor mantenimiento.

Capítulo 3

Descripción del equipo y de la evaluación a condiciones controladas

Se trata de un sistema de absorción tipo horizontal de simple efecto enfriado por agua y acoplado a un sistema de acondicionamiento de aire con potencia nominal es de 3.5 kW. El par refrigerante-absorbente es amoniaco-agua. Se comienza por descripción general de los componentes seguido de la instrumentación necesaria para la evaluación experimental, también se describen los sistemas que aportan los flujos externos a ciertas temperaturas y se concluye con el proceso de carga.

La evaluación y el desarrollo experimental se llevó a cabo en dos lugares; primero se evaluó el equipo en condiciones controladas en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México (IER-UNAM), Figura 3.1. Para posteriormente ser llevado al Centro de Tecnología Avanzada Unidad Querétaro para su operación final con energía solar, este apartado se verá en el Capítulo 5.

El sistema fue diseñado por el doctor J. Alejandro Hernández y el dimensionado de los intercambiadores de placas estuvo a cargo del doctor Víctor Hugo Gómez Espinoza.

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.1: Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor, IER-UNAM

3.1. Elementos

Los elementos principales del sistema son; condensador, válvula de expansión, evaporador, absorbedor, tanque de almacenamiento, bomba, generador, rectificador, economizador y válvula de alivio (solución diluida).

3.2. Funcionamiento

La bomba toma la solución (concentrada en amoníaco) del fondo del tanque de almacenamiento, la envía y presuriza al generador no sin antes precalentarse primero en el rectificador y después en el economizador, una vez en el generador, recibe calor del flujo de agua externo con lo que se evapora una el amoníaco con una cierta cantidad de agua la cual se elimina en el rectificador (enfriado con la solución concentrada) el vapor de amoníaco se dirige al condensador del cual sale como líquido saturado y se expande en la válvula a la entrada al evaporador, al expandirse reduce significativamente su temperatura lo cual se aprovecha para enfriar el flujo externo de agua en el evaporador, a la salida, ya como gas saturado o sobrecalentado, pasa al absorbedor donde se absorbe para ser enviado nuevamente al generador. El economizador aprovecha la energía de la solución diluida

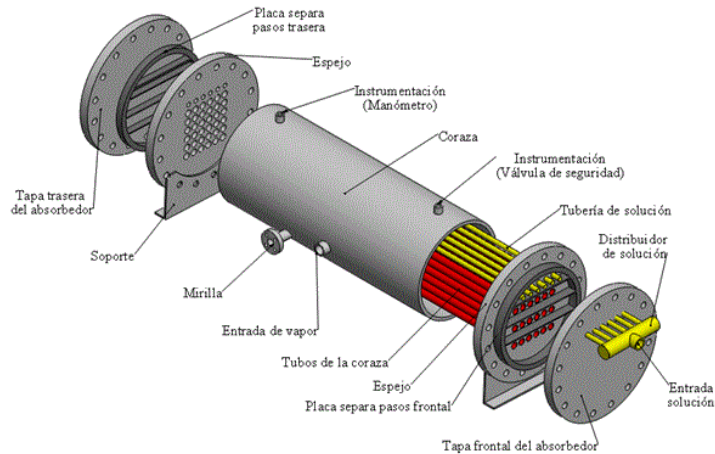


Figura 3.2: Componentes del generador

en refrigerante que sale del generador, después reduce su presión a través de una válvula para finalmente llegar al absorbedor donde se absorbe con el vapor de amoniaco. El proceso de absorción libera una considerable cantidad de calor que se extrae con un flujo de agua bombeado en paralelo también al condensador.

3.3. Descripción por componentes

3.3.1. Generador

Se trata de un intercambiador de calor de tubo y carcasa, la coraza con diámetro nominal de $7 \frac{5}{8}$ " y una longitud de $39 \frac{1}{2}$ ". En su interior cuenta con un total de 20 tubos en configuración cuadrada (cuatro pasos de cinco tubos cada uno), el diámetro de exterior de los tubos es de $\frac{5}{8}$ " y $40 \frac{3}{4}$ " de longitud. Las tapas a los extremos tienen un diámetro externo de $8 \frac{5}{8}$ " y un espesor de $\frac{5}{8}$ ", estas tapas se encuentran soldadas al espejo con las mismas dimensiones. Todo lo anterior fue elaborado con acero al carbón.

La solución entra por medio de un distribuidor hecho de acero inoxidable constituido por 5 tubos de $\frac{1}{2}$ " y $40 \frac{3}{4}$ " de longitud con orificios cada $\frac{1}{2}$ ". El distribuidor yace por arriba del banco de tubos de tal suerte que la mezcla, al descender, forma una película que entra en contacto con los tubos y se produce la vaporización. El generador y sus componentes se muestran en la Figura 3.2.

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS

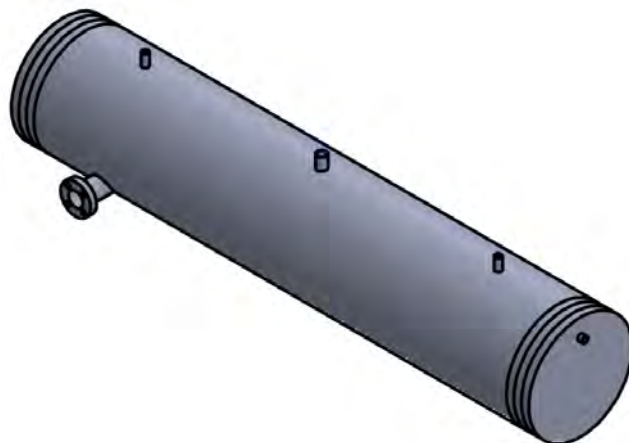


Figura 3.3: Absorbedor

3.3.2. Absorbedor

Al igual que el generador, el absorbedor es un intercambiador de calor de tubo y coraza, sin embargo, éste es de seis pasos con cinco tubos cada uno, es decir: un total de 30 tubos con diámetro de exterior de $\frac{5}{8}$ " y $40 \frac{3}{4}$ " de longitud de acero al carbón. Los tubos distribuidores de solución diluida son 5 tubos de acero inoxidable colocados justo por encima del banco de tubos de acero al carbón, perforados cada $\frac{1}{2}$ " para que la película descendente se condense al contacto directo con la superficie fría de éstos, se trata de tubing de $\frac{1}{2}$ " con longitud de $40 \frac{3}{4}$ " que finaliza con un tapón tubing de $1 \frac{1}{8}$ " de largo. El número de tubos aumenta debido a la reacción exotérmica que se lleva a cabo al mezclarse el agua con el amoníaco y demanda extraer más calor.

La coraza con diámetro nominal de $7 \frac{5}{8}$ " y cédula 80 y con longitud de $39 \frac{1}{2}$ ", está soldada a las placas separadoras de $8 \frac{5}{8}$ " de diámetro y un espesor de $\frac{5}{8}$ "; una del lado de la solución y otra del lado del agua. Éstas a su vez están soldadas a las tapas cuyo espesor es de $\frac{5}{8}$ " y con diámetro de $8 \frac{5}{8}$ ". El absorbedor completamente ensamblado se muestra en la Figura 4.6.

La solución es extraída del absorbedor por la parte inferior y es dirigida a un tanque de almacenamiento para ser posteriormente bombeado al generador.



Figura 3.4: Condensador

3.3.3. Tanque de almacenamiento

Se trata de un tanque cilíndrico de acero al carbón con diámetro de $8 \frac{5}{8}$ " y altura de 20" con instrumentación NTP para entrada y salida de $\frac{1}{2}$ " con coples de acero (A-105) y una mirilla de 16". La mirilla del tanque soporta una presión de hasta 50 bares.

3.3.4. Condensador

Se trata de un intercambiador de calor de placas de acero inoxidable 316, Figura 3.4, Marca Alfa Laval, Modelo ALFA NOVA 27-20H de 15 placas con un área de transferencia de 0.51 m^2 , 12.2" de alto por 4.37" de ancho y 1.93" de profundidad.

La ventaja de este tipo de intercambiadores es que vuelven más efectiva el área de contacto por lo que el intercambio de calor es mayor lo cual resulta en equipos mucho más pequeños que los correspondiente de tubo y coraza. La desventaja es lo complicado que resultaría trabajar más de dos fluidos.

3.3.5. Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor de placas de acero inoxidable. Marca Alfa Laval, Modelo ALFA NOVA 52-20H S52 de 18 placas cuya área

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.5: Intercambiador de calor de placas

de transferencia de calor es de 0.61 m^2 , altura de 20.7" por 4.37" de ancho y profundidad de 2.23".

3.3.6. Economizador

Se trata de un intercambiador de calor de placas de acero inoxidable de la marca Alfa Laval, Modelo ALFA NOVA 52-20H S52 de 9 placas corrugadas cuya área de transferencia es de 0.3 m^2 , altura de 20.7" por 4.37" de ancho y profundidad de 1.33".

La Figura 3.5 ilustra estos dos últimos intercambiadores. Todos los intercambiadores de placas se operan en contra corriente en pos de aumentar el intercambio de calor.

3.3.7. Bomba de aspas

Bomba de la marca Marathon Electric modelo 5KH37PNA479AX de $\frac{1}{2}$ hp y 1725 rpm, Figura 3.6. alimentado por una conexión a 127V/2 con frecuencia de 60 Hz.



Figura 3.6: Bomba de aspas

3.3.8. Bomba de pistón

Bomba MILTON ROY tipo "B" modelo MRB11-R12S5APPNNNNY de 1 hp y hasta 1725 rpm, Figura 3.7. Caudal ajustable del 10 % a 100 % mediante ajuste manual del tornillo micrométrico. La presión máxima de descarga es de 400 PSIG (2.76 MPa).

3.3.9. Rectificador

Se trata de un serpentín helicoidal concéntrico de 88 cm de longitud (Figura 3.8); por el tubo interior, tubing de $\frac{5}{8}$ ", fluye el refrigerante; la solución concentrada fluye en el tubo de externo, tubing de diámetro de 1" y es la encargada de reducir la temperatura del refrigerante. En los extremos cuenta con 4 conexiones tubing de $\frac{5}{8}$ ". Todo elaborado con acero inoxidable 304.

3.3.10. Válvulas

El sistema cuenta con múltiples válvulas de estrangulamiento y de tipo *bypass*, la válvula de expansión, V_{exp} , es de tipo micrométrica que divide la vuelta en 25 marcas para mayor precisión en la operación, es una válvula unidireccional con conexión a NPT $\frac{1}{4}$ ".

Por su parte, la válvula que reduce la presión a la solución diluida que baja del generador, V_{dil} , la de recirculación al tanque, $V_{r,tanque}$, y la de recirculación al

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.7: Bomba de pistón

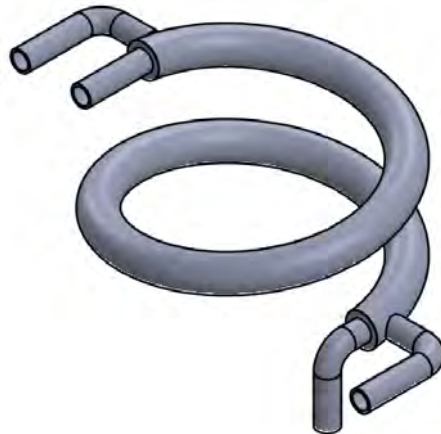


Figura 3.8: Rectificador helicoidal de tubo en tubo

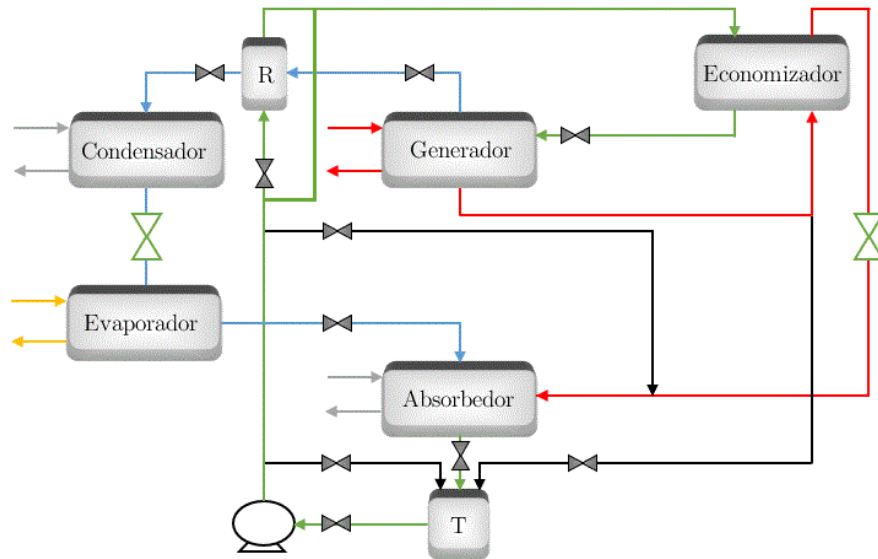


Figura 3.9: Válvulas del sistema

absorbedor, $V_{r,abs}$, son válvulas de aguja.

Por cuestiones de seguridad el generador cuenta con una válvula de seguridad que se activa si la presión supera los 2.099 MPa. La válvula es de la marca Vayremex modelo 632-2.

El resto de las válvulas son de bola por lo que no se busca regular su apertura. En la Tabla 3.1 se puede ver una imagen y etiqueta de cada una de estas válvulas y la Figura 3.9 muestra la ubicación de la mayoría. Algunas de ellas ya han sido previamente nombradas.

3.3.11. Base

Se trata de una estructura formada con PTR de 1" reforzado. Sobre esta se colocarán los principales componentes del sistema de absorción. El área ocupada por dicha base es de 36x16" an tanto que la altura es de 53" aún sin considerar el generador y el rectificador colocados en la parte superior ni una base de madera adaptada para poder desplazar el equipo con menos riesgo.

Los intercambiadores de calor de placas son soportados sobre estructuras de PTR reforzado soldado a placas de acero al carbón. Estos soportes soldados a la

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS


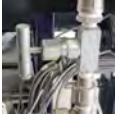










Válvula	Etiqueta	Foto
Válvula de expansión	V_{exp}	
Válvula de solución diluida	V_{dil}	
Válvula de solución concentrada	V_{con}	
Válvula de recirculación al absorbedor	$V_{r,abs}$	
Válvula de recirculación al tanque	$V_{r,tanque}$	
Válvula del absorbedor al tanque	$V_{abs,tan}$	
Válvula antes del Coriolis	V_{cor}	
Válvula del rectificador al condensador	$V_{rec,cond}$	
Válvula del evaporador al absorbedor	$V_{ev,abs}$	
Válvula del generador al tanque	$V_{gen,tan}$	
Válvula a la entrada del generador	V_{gen}	
Válvula al rectificador	V_{rec}	

Tabla 3.1: Etiqueta de cada válvula del sistema

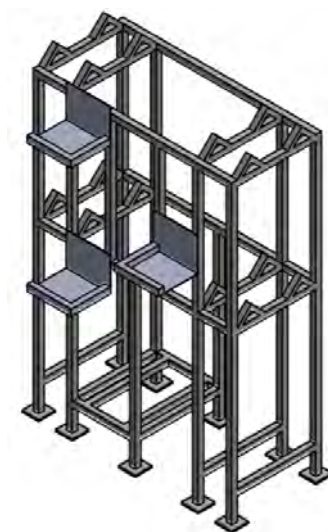


Figura 3.10: Base del sistema de refrigeración

base se muestran en la Figura 3.10.

3.3.12. Conexiones

Las conexiones y tubería deben estar libres de aleaciones de cobre dado que el amoníaco reacciona a este material. En general, la tubería por donde circula el amoníaco está hecha de acero inoxidable (tubing) de $1/2''$ a excepción de la que conecta el tanque de almacenamiento con la entrada de la bomba que es de $3/4''$ con el fin de no limitar el flujo en la succión.

Cada una de las piezas y para el armado del sistema se detallan en la Tabla 3.2 y la distribución inicialmente planeada se muestra en la Figura 3.11. Durante la evaluación se realizaron diversas modificaciones que suponían mejores desempeños.

A través de la de la tubería de color azul fluye el refrigerante el cuál es medido con un Coriolis a la salida del condensador, a través de la verde fluye solución concentrada en amoníaco y en la roja la solución diluida.

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS




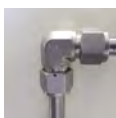






Pieza	Material	Medida	Cantidad	Imagen
Conector hembra	PVC	$3/4$	6	
Conector macho	PVC	$3/4$	5	
Codo	Acero galvanizado	$1/2$	7	
Codo	Acero inoxidable	$1/2$	27	
Codo	PVC	$3/4$	9	
Cruz	Acero galvanizado	$1/2$	3	
Tee	Acero galvanizado	$1/2$	7	
Tee	Acero inoxidable	$1/2$	7	
Tee	PVC	$3/4$	1	
Tuerca Unión	PVC	$3/4$	6	
Tubo	PVC	$3/4$	1.4m	
Tubing	Acero inoxidable	$1/2$	9m	

Tabla 3.2: Conjunto de piezas empleadas en la interconexión del sistema

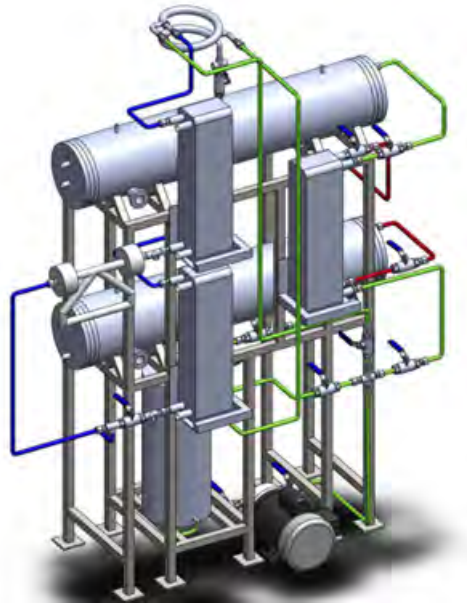


Figura 3.11: Distribución inicialmente planteada del sistema de absorción (Vista isométrica izquierda)

3.4. Sistema real y sus dimensiones

La Figura 3.12 muestra una fotografía del equipo real, el condensador, evaporador y economizador quedaron en la parte trasera. En el equipo se muestra también parte de la instrumentación. Las dimensiones finales del equipo son:

Altura: 180 cm

Ancho: 70 cm

Largo: 136 cm

Es decir, un volumen aproximado de 1.7 m^3

3.5. Instrumentación

Para evaluar el equipo es necesario medir las variables en tiempo real en periodos cortos de tiempo. Los intervalos cortos permiten modificar las condiciones del sistema al instante y analizar los tiempos de reacción, es decir, cuánto tiempo le lleva reconocer cambios en las condiciones externas o bien, el tiempo que toma en regresar a un estado de equilibrio. La Tabla 3.3 muestra la descripción y cantidad

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.12: Sistema ensamblado de refrigeración por absorción

de cada sensor.

3.5.1. Sensores; calibración y conexión

La distribución física se muestra de manera esquemática en la Figura 3.13 en la cual se encuentran numerados e identificados con una letra según el tipo de sensor; los sensores de presión están nombrados con la letra *P*; los de temperatura con *T*; el Coriolis con la letra *C*; los tipos Omega como *O*; y los flujómetros, *F*.

Los sensores de temperatura son calibrados en conjunto y sus curvas de calibración arrojaron las ecuaciones mostradas en la Tabla 3.4. Estos sensores se conectaron del canal 1 al 20 de la primera tarjeta.

La calibración de los sensores de presión arrojó los resultados de la Tabla 3.5.

Los sensores de presión operan en un rango de 12 a 30 VDC y fueron conectados a los canales de corriente de la segunda tarjeta (ch221 y ch222). La Figura 3.14 muestra el esquema de conexión del sus Transductores de presión, el color

Cantidad	Descripción	Incertidumbre
19	Sensores de temperatura RTD con conexión a NTP $1/4$ " en acero inoxidable.	0.3°C
2	Sensores de presión de la marca ASHCROFT con rango de 0 a 500psi (3.4MPa) calibrados para la señal de salida de 4-20 mA y conexión a NPT $1/4$ "	1 % de la medición.
3	Flujómetros de tipo propela, para la medición de flujos externos, con rango de 0 a 20 kg/min con conexión a MPT $3/4$ ". La señal de salida es de pulsos por minuto. Fabricados en polipropileno e inoxidable.	1 % de la medición.
1	Flujómetro de tipo propela, para la medición del flujo externo del generador, con rango de 0 a 20 kg/min con conexión a MPT $3/4$ ". La señal de salida es de pulsos por minuto. Fabricados en acero inoxidable.	1 % de la medición.
1	Sensor de flujo másico de tipo Elite Coriolis calibrado para una señal de entre 4 y 20 mA.	0.1 % para líquidos y 0.25 % para gases.
2	Sensores de flujo tipo OMEGA calibrado con el sensor Coriolis para una señal de salida de 0 a 20 mA	
3	Fuentes de alimentación con señal de salida de 13.8 VCD a 1A, con entrada de 120 VCA.	
2	Resistencias de 2.2 k Ω	
4	Resistencias de 220 Ω	
2	Tarjeta multifunción KEYSIGHT.	
1	Adquisidor de datos Agilent.	
1	Laptop	
	Cable multimalla de 2 polos calibre 22, con blindaje.	
	Cable multimalla de 3 polos calibre 22, con blindaje.	

Tabla 3.3: Instrumentación del sistema

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS

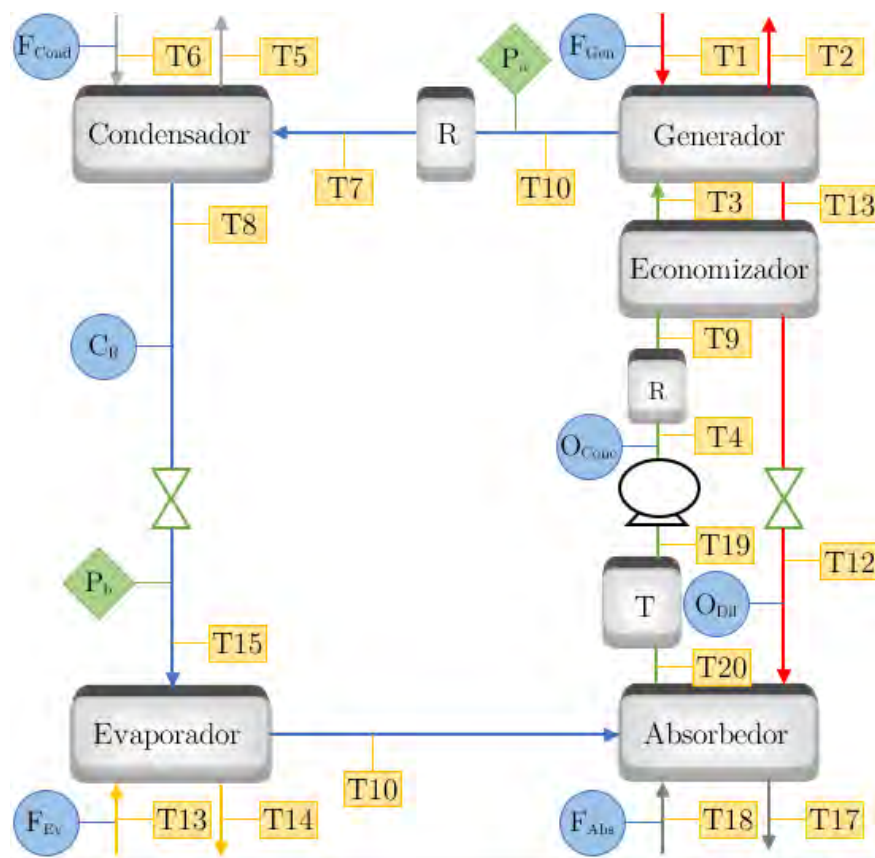


Figura 3.13: Distribución de los sensores del sistema

Sensor	Ecuación de calibración	Unidades	Ubicación
T_1	$T=0.26010x-260.38$	°C	Entrada al generador (agua)
T_2	$T=0.26199x-262.92$	°C	Salida del generador (agua)
T_3	$T=0.26280x-263.48$	°C	Entrada del generador (solución)
T_4	$T=0.26200x-263.18$	°C	Salida de la bomba
T_5	$T=0.26150x-261.58$	°C	Salida del condensador (agua)
T_6	$T=0.26330x-264.02$	°C	Entrada al condensador (agua)
T_7	$T=0.26180x-262.59$	°C	Entrada al condensador (refrigerante)
T_8	$T=0.26170x-262.45$	°C	Salida del condensador (refrigerante)
T_9	$T=0.25980x-260.31$	°C	Entrada al economizador (concentrada)
T_{10}	$T=0.26170x-262.33$	°C	Salida del generador (refrigerante)
T_{11}	$T=0.26210x-262.88$	°C	Salida del generador (solución)
T_{12}	$T=0.26180x-262.54$	°C	Salida del economizador (diluida)
T_{13}	$T=0.26260x-263.19$	°C	Entrada al evaporador (agua)
T_{14}	$T=0.26330x-264.02$	°C	Salida del evaporador (agua)
T_{15}	$T=0.26020x-260.32$	°C	Entrada al evaporador (refrigerante)
T_{16}	$T=0.26010x-260.32$	°C	Salida del evaporador (refrigerante)
T_{17}	$T=0.26020x-260.59$	°C	Salida del absorbedor (agua)
T_{18}	$T=0.26330x-264.02$	°C	Entrada al absorbedor (agua)
T_{19}	$T=0.26330x-264.02$	°C	Entrada a la bomba
T_{20}	$T=0.26210x-262.83$	°C	Salida del absorbedor (solución)

Tabla 3.4: Ecuaciones de calibración de los RTD's

Sensor	Ecuación de calibración	Unidades	Ubicación
P_a	$P=2150.9x-8.6310$	Bar	Salida del generador
P_b	$P=2160.4x-8.6113$	Bar	Salida del evaporador

Tabla 3.5: Ecuaciones de calibración de los sensores de presión

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS

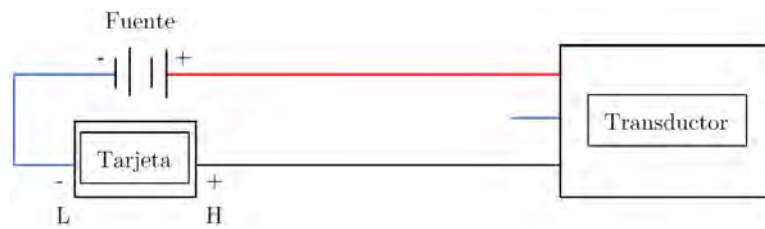


Figura 3.14: Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de presión

Sensor	Ecuación de calibración	Unidades	Ubicación
C	$F_R = 62500x - 250$	$\frac{g}{s}$	Salida del condensador
O_{dil}	$F_{Dil} = 698.38 \left(\frac{x}{215.1} \right) - 2.9917$	$\frac{kg}{min}$	Salida del economizador
O_{conc}	$F_{Conc} = 729.99 \left(\frac{x}{215.7} \right) - 3.1151$	$\frac{kg}{min}$	Salida de la bomba

Tabla 3.6: Ecuaciones de calibración de los sensores de presión

de las líneas corresponde al color de los cables salvo el blanco que se representa con color azul.

A los sensores de tipo Coriolis sólo es necesario ajustarlos al rango de flujo deseado puesto que ya vienen calibrados de fábrica, las señales que entrega van de 4 a 20 mA correspondientes a flujos de cero al máximo establecido. Para el caso del Coriolis del sistema cuya función es medir la producción de refrigerante se fijó un flujo máximo de 1000 g/s lo cual dio como resultado la primera ecuación de la Tabla 3.6. A su vez, los sensores Omega fueron calibrados con relación al Coriolis. Las ecuaciones correspondientes también se muestran en dicha tabla.

El Coriolis no va conectado a la fuente sólo se conecta a canales de corriente de primera la tarjeta (ch21 y ch22). Los sensores Omega se conectan a la fuente de 13.8VDC, el esquema de conexión se muestra en la Figura 3.15; dado que éstos entregan corriente se puentean a canales del voltaje por medio de una resistencia a cuyo valor se divide la señal, en este caso de 215Ω . Los sensores Omega se encuentran en los canales de la segunda tarjeta (ch212 y ch213).

La Tabla 3.7 da las relaciones obtenidas en la calibración de los flujómetros de flujos externos. Estos entregan señal de frecuencia y para su conexión, Figuras 3.16 y 3.17, requieren resistencias de $2.2 \text{ k}\Omega$ para los flujos de agua fría (canales 201, 203 y 204) y de $10 \text{ k}\Omega$ para la de generación (ch202).

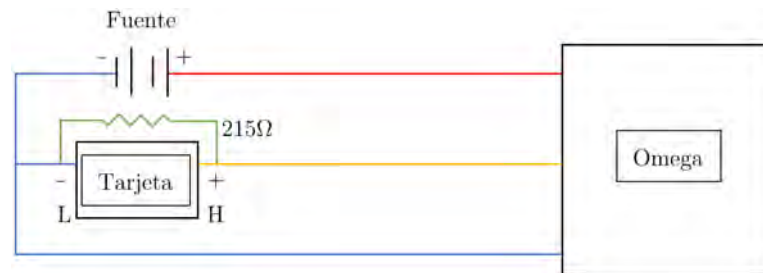


Figura 3.15: Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo tipo Omega

Sensor	Ecuación de calibración	Unidades
F_{Gen}	$F=1.0012x+1.2730$	$\frac{kg}{min}$
F_{Ev}	$F=0.8535x+0.3738$	$\frac{kg}{min}$
F_{Cond}	$F=0.4909x+1.1787$	$\frac{kg}{min}$
F_{Abs}	$F=0.4411x+1.2337$	$\frac{kg}{min}$

Tabla 3.7: Ecuaciones de calibración de los sensores de flujo

Estos sensores fueron fijados a tubería de $\frac{3}{4}$ ”; CPVC para los flujos al evaporador, condensador y absorbedor cuyas temperaturas del flujo rondan los 20 a 30 °C y tubo galvanizado para el flujo de agua caliente.

3.5.2. Adquisición de datos

Las tarjetas KEYSIGHT modelo ICES/NMB-001, Figura 3.18, cuentan con 22 canales cada una; los primeros 20 miden señales de voltaje y los dos últimos de corriente, como se ha mencionado, los canales de voltaje pueden recibir sensores de corriente siempre que se les conecte y considere una resistencia al entrar a la tarjeta). Ambas tarjetas se montan en un Adquisidor de la marca *Agilent* modelo 34972A, Figura 3.19, el cuál procesa y comunica la señal de cada sensor hacia la computadora.

Los datos se obtienen y procesan en el software *VEE* (*Visual Engineering Environment*) al tiempo que muestra las lecturas en pantalla apenas las toma. La Figura 3.20 muestra el display del programa con las variables importantes a con-

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS

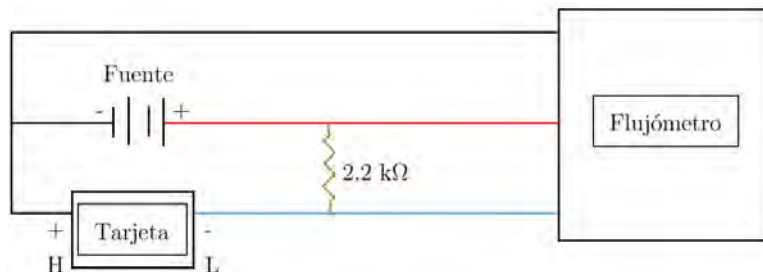


Figura 3.16: Diagrama de conexión eléctrica para los sensores de flujo volumétrico (flujos externos)

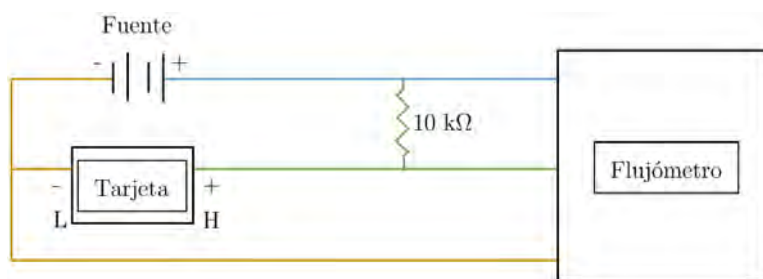


Figura 3.17: Diagrama de conexión eléctrica para el sensor de flujo volumétrico caliente (flujos externos)



Figura 3.18: Tarjeta de adquisición de datos conectada a sensores



Figura 3.19: Adquisidor de datos Agilent

siderar durante la experimentación. Esta pantalla muestra los cambios y permite al operador actuar ante alguna perturbación y evaluar los tiempos de reacción del equipo.

El orden de las variables en el display obedece la distribución del diagrama de refrigeración; en la parte superior izquierda yacen las variables del condensador; a un costado aquellas que corresponden al generador; en medio de éstas el display de presión en esa línea. En el costado inferior izquierdo el evaporador donde se observa la temperatura mínima del sistema y la potencia de enfriamiento; a un lado las variables del absorbedor del cuál esencialmente interesa saber que se enfría a la misma temperatura del condensador y tener idea de cuánto flujo direccionar a estos dos componentes. La presión de la línea de baja está en medio de estas variables; entre las variables del generador y del absorbedor se encuentran las del economizador y los flujos que pasan a través de éste. Por último, al centro se tiene el COP y el contador que indica el número de lectura que se tiene y, según el intervalo de medición, da una idea de el tiempo que lleva prendido el programa.

Las variables de presión tienen etiqueta color verde; las de flujos externos, rosa; las de los componentes, beige; los flujos internos, naranjas y; las temperaturas de flujos externos con las potencias externas con color azul.

Por su parte, la Figura 3.21 muestra parte de la configuración interna del programa con algunos de los cálculos que se le demandan. Es imposible ver la pantalla completa sin embargo se puede obtener una idea gracias a la herramienta **MiniMap** de la pestaña Ver; el recuadro rojo muestra dónde se está ubicado.

El programa arroja un documento de texto separado por comas (.csv) que se reescribe con cada nueva lectura. Este documento puede ser procesado en una hoja de cálculo, en este caso Excel, para el análisis completo.

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS

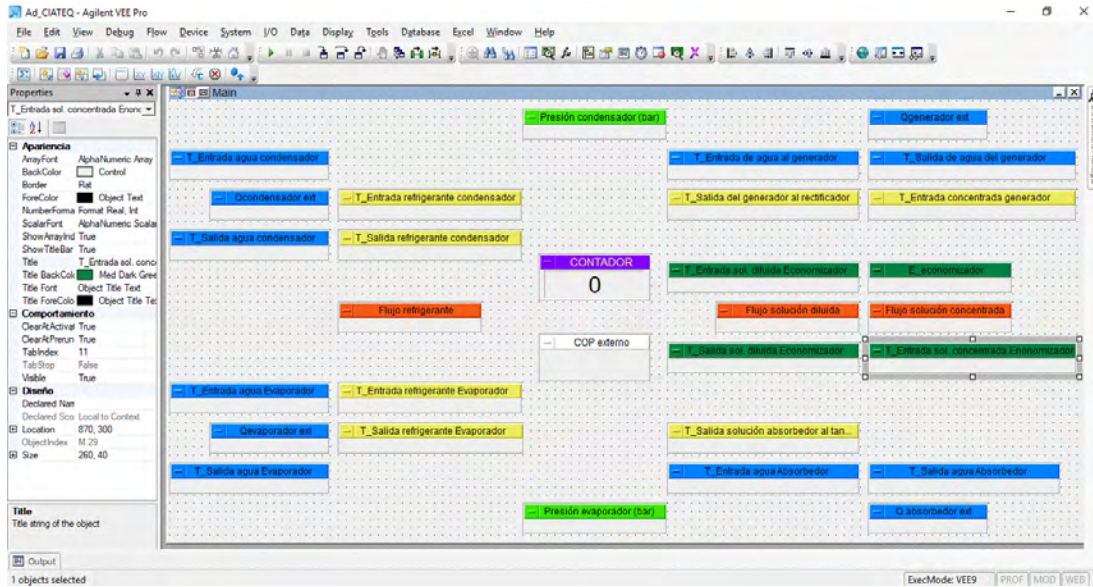


Figura 3.20: Display del programa VEE para el monitoreo en tiempo real

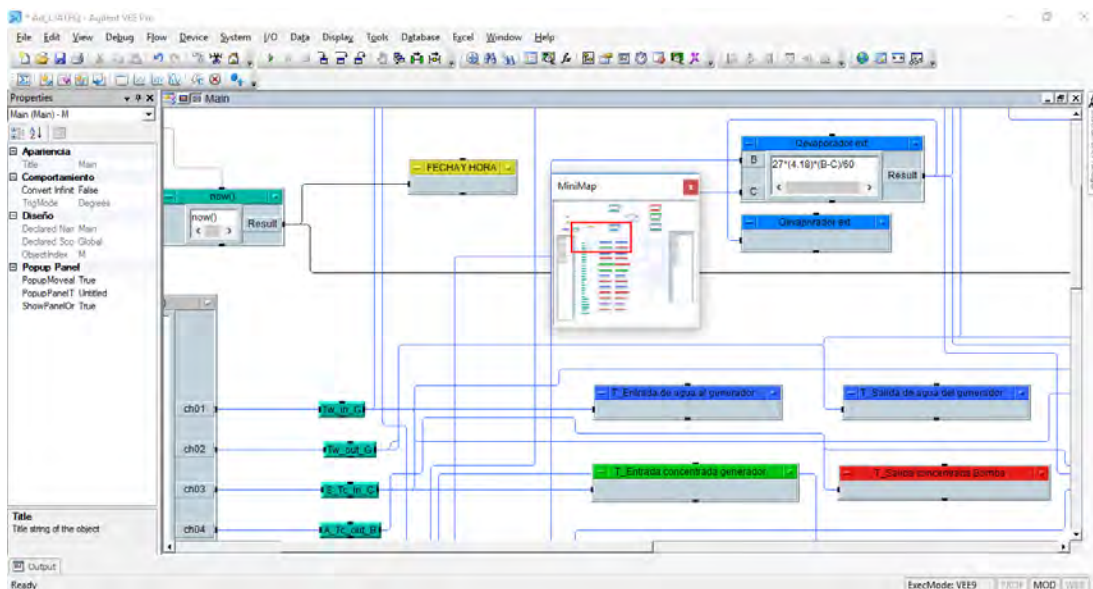


Figura 3.21: Configuración del programa VEE para la obtención de variables indispensables

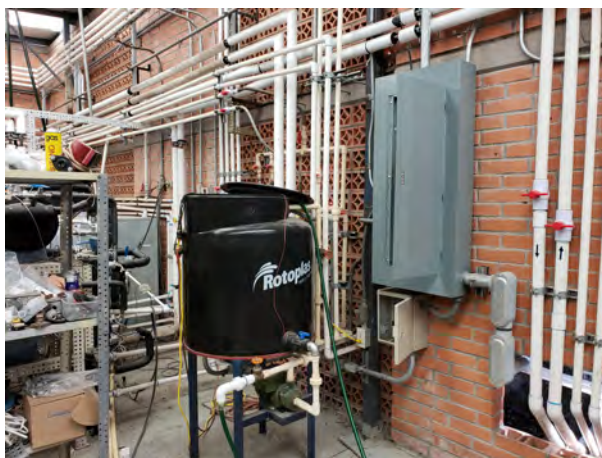


Figura 3.22: Sistema de bombeo de agua como espacio refrigerado

3.6. Sistemas auxiliares

En esta sección se describen los sistemas con los que cuenta el laboratorio de refrigeración y bombas de calor del IER-UNAM. Con ellos es posible mantener las temperaturas de los flujos de agua constantes y a la misma temperatura y presión durante la caracterización.

3.6.1. Espacio refrigerado

Como espacio refrigerado se suministra agua a través de tubería de CPVC con terminación en PVC todo a $3/4$ " conectado al evaporador. El agua se bombea de un tinaco de la marca Rotoplas, Figura 3.22, con una bomba de 0.25 hp capaz de bombear un flujo de hasta $18 \text{ kg}/\text{min}$ regulado por una válvula a la salida de la bomba.

El tinaco contiene 200 litros de agua la cual se procuró mantener en un rango de 20°C más menos medio grado con ayuda de múltiples resistencias de 1 kW cada una. La temperatura del ambiente solía mantenerse por arriba de este valor así que al final de la prueba, cuando la potencia de enfriamiento solía ser baja debido a una mayor temperatura de condensación, el agua tendía a elevar su temperatura uno o dos grados. Caso contrario, al inicio de la prueba cuando el ambiente se encontraba a menor temperatura y la potencia era máxima tendía a bajar rápidamente varios grados.

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.23: Sistema de calentamiento; bomba, resistencia y tanque de almacenamiento

3.6.2. Sistema de calentamiento

La resistencia de 24 kW de la marca Hubbel modelo V624R-XX, la cual suministra la energía al agua del generador, se encuentra sumergida en un tanque con capacidad de seis galones (22.7 l) que a su vez almacena el agua en un tanque aislado con capacidad de 700 l. Los tubos del generador son de acero al carbón y enviar directamente el flujo al banco de tubos contaminaría el agua de los tanques con lo que se tendrían que lavar constantemente lo cual no es una labor sencilla. Para evitar esto, el agua se envía a un intercambiador de placas el cual cede calor a otra corriente de agua que se bombea al generador. Ambas bombas son de 1hp de frecuencia variable con flujo de hasta $58.33 \text{ l}/\text{min}$. En la Figura 3.23 se muestran estos tres componentes.

Además del tanque, las tuberías se encuentran aisladas para demandar menor energía de la resistencia ya que ésta se enciende o apaga según el setpoint. La tubería que surte el agua es de cobre de $1/2$ " con válvulas de globo y de compuerta a su paso.

Toda la línea se presuriza a dos bares para evitar la vaporización prematura del agua y considerar así solo cambios de calor sensible. Además, se presurizó ligeramente la línea que entra al generador con el mismo fin.



Figura 3.24: Chiller de 5 toneladas de refrigeración para enfriamiento del equipo

3.6.3. Sistema de enfriamiento por agua

Se mantenía la condensación-absorción a temperatura constante gracias a un Chiller de la marca Transfer Marker serie MCHA de 5 TR (Toneladas de refrigeración) mostrado en la Figura 3.24. Con salidas en CPVC de 1", circula el agua hasta un tanque del cual se bombeaba hacia el sistema a través de mangueras de $3/4$ " hasta las llegadas en PVC del sistema. El flujo se dividía a ambos componentes con ayuda de válvulas de compuerta y se extraía de ellos con un circuito similar al de llegada. El chiller demanda un suministro de 220V/3 F/60 Hz; utiliza R-22.

3.7. Procedimientos de carga de la solución

Antes de cargar el equipo con una solución tan volátil como lo es el amoníaco es necesario comprobar que no existan fugas ya que no sólo es peligroso que el amoníaco vaya a un ambiente habitado, sino que también se pierde la concentración inicial ya que el amoníaco escapa en mayor cantidad que el agua.

3.7.1. Prueba de hermeticidad

La prueba consiste en presurizar el equipo durante dos días luego de los cuales la presión debe mantenerse constante. La línea del evaporador y absorbedor que mantienen presiones por debajo de los 5 bares se presurizan hasta 10 bares en

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.25: Proceso de carga al a boya

tanto que la línea de alta presión, que normalmente no supera los 15 bares, se presuriza a 20 bares. La primera prueba se hace con aire ya que suele ser muy simple elevar la presión con un compresor hasta poco más de 8 bares, así se corrigen fugas básicas para sellado sin desperdiciar recursos. Una vez pasadas las pruebas con aire el equipo se cargó con nitrógeno ya que es un gas relativamente barato, se eleva a las presiones correspondientes hasta lograr mantenerla y dejarlo listo para cargar la solución.

3.7.2. Carga

Se prepararon 16 kg de una mezcla 50:50 en masa, es decir, por cada kilo de amoníaco hay un kilo de agua. La concentración se midió en cantidad de amoníaco respecto a la masa total, es decir se tiene la solución al 50 %. Para la carga se requirió del siguiente material; báscula, tanque de amoníaco con válvula reguladora, agua, cubeta, boya metálica para contener la solución, hielo, manómetros, manguera para gas. Todo este material se puede ver en la Figura 3.25 durante el proceso de carga a la boya.

Debido a que los componentes están elaborados en acero al carbón no fue necesario utilizar agua destilada, bastó con optar por agua potable. Se calibró el cero de la báscula en la masa de la boya, debido a la capacidad de ésta última se prepararon dos soluciones al 50 % de 8 kilos cada una para las cuales;

- Se vertieron 4 litros de agua potable a la boya.

- Para obtener amoniaco en modo líquido, se recostó el tanque con suficiente precaución de no dañar la válvula reguladora, la presión del tanque debe ser al menos de 8 bares para que la solución no regrese durante el proceso de preparación.
- Debe considerarse el peso de la manguera ya que esta se conecta luego de cargar el agua.
- La línea debe purgarse con ayuda de una cubeta con agua para asegurarse de inyectar sólo amoniaco.
- Al mezclar el agua con el amoniaco se genera una reacción exotérmica la cual lleva consigo un incremento en la presión por lo que se debe tener extrema precaución que la solución no regrese al tanque.
- Para evitar esto, se busca enfriar el tanque y cerrar válvulas mientras se baja la presión; bastó con frotar el hielo alrededor de la boya.
- En la última carga se procuró dejar el tanque a 8 bares para aprovechar esa presión y cargar inmediatamente al sistema.
- Con la boya a alta presión y el sistema a presión atmosférica se tienen las condiciones necesarias para la carga:
 - La boya se conecta a la entrada del tanque de almacenamiento Figura 3.26.
 - Se libera lentamente la solución al tanque.
 - Se cierran las válvulas y se cubre la manguera de gas con un trapo húmedo, para desconectar lentamente la boya.
 - La solución se bombea al generador para introducir los siguientes 8 litros.

3. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA EVALUACIÓN A CONDICIONES CONTROLADAS



Figura 3.26: Carga de la solución al sistema

Capítulo 4

Resultados de la evaluación controlada

Este capítulo se divide en dos secciones; en la primera se describe el procedimiento por el cuál se obtuvieron los resultados de la evaluación en el laboratorio y; en la segunda, los principales datos obtenidos. En la sección de resultados se muestran tendencias de los parámetros de entrada y salida, los principales resultados (relativos a cada una de las bombas) yacen al final del capítulo, de éstos se explica el cálculo de su incertidumbre. En su mayoría se obtienen tendencias predichas por la teoría y se explica aquellos casos en los que no es así.

4.1. Procedimiento experimental

Se realizaron dos bancos de pruebas relativo a cada una de las bombas; para la bomba de aspas se realizó las pruebas a 90, 95 y 100°C en el generador en tanto que la de pistón se probó, además de éstas, la temperatura a 85°C, cada temperatura del generador va acompañada de una incertidumbre asociada a la intermitencia del calentador y a la asociada al RTD. El rango de temperaturas es suficiente considerando que un banco de colectores proporciona el calor en la planta piloto. Por su parte, una torre de enfriamiento proporciona el agua de condensación-absorción así que el rango escogido para la evaluación fue de 20 a 30°C en incrementos de 2°C.

Así, cada día, se fijó una temperatura en el generador y se varió de manera ascendente la temperatura en el condensador. Para no forzar las bombas se evaluaba una temperatura del generador por día. Por último, el espacio refrigerado fue un flujo de agua a temperatura constante de 20°C.

Estas condiciones pretendían simular un día típico de la ciudad de Querétaro

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

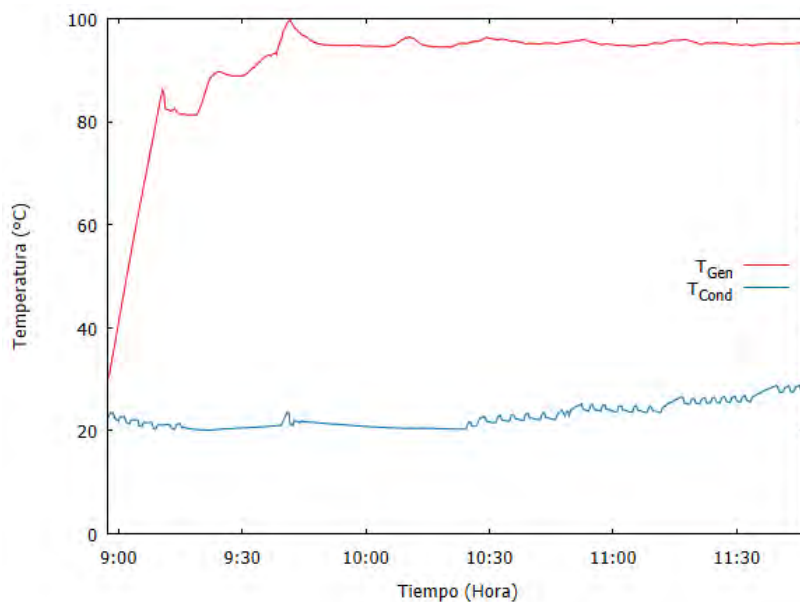


Figura 4.1: Temperatura de condensación, T_{Cond} , y generación, T_{Gen} , a lo largo de una prueba típica

donde sería el desempeño final del sistema. La caracterización dio como resultado el protocolo de arranque y apagado del capítulo anterior, así como las condiciones óptimas de operación según las condiciones climatológicas.

Además de la caracterización por temperaturas, se realizó un análisis paramétrico para determinar la apertura idea de las válvulas y el tiempo de reacción y estabilización del equipo, esto es; cuánto tiempo era necesario esperar, tras un cambio en las condiciones externas, para que éste regrese a condiciones de equilibrio.

La Figura 4.1 muestra la tendencia de la temperatura de condensación y de generación a lo largo de una prueba. En la figura se deduce el tiempo de estabilización del sistema al inicio de la prueba.

El adquirente de datos tomaba una nueva medición en intervalos de 20 segundos durante toda la prueba. Desde que se comienza a encender el equipo, hasta alcanzar los primeros puntos de equilibrio transcurre poco más de una hora, esto se debe a que el equipo no sólo debe alcanzar la temperatura de generación, sino también debe producir tanto refrigerante como para llenar la línea al evaporador y comenzar a producir una potencia estable.

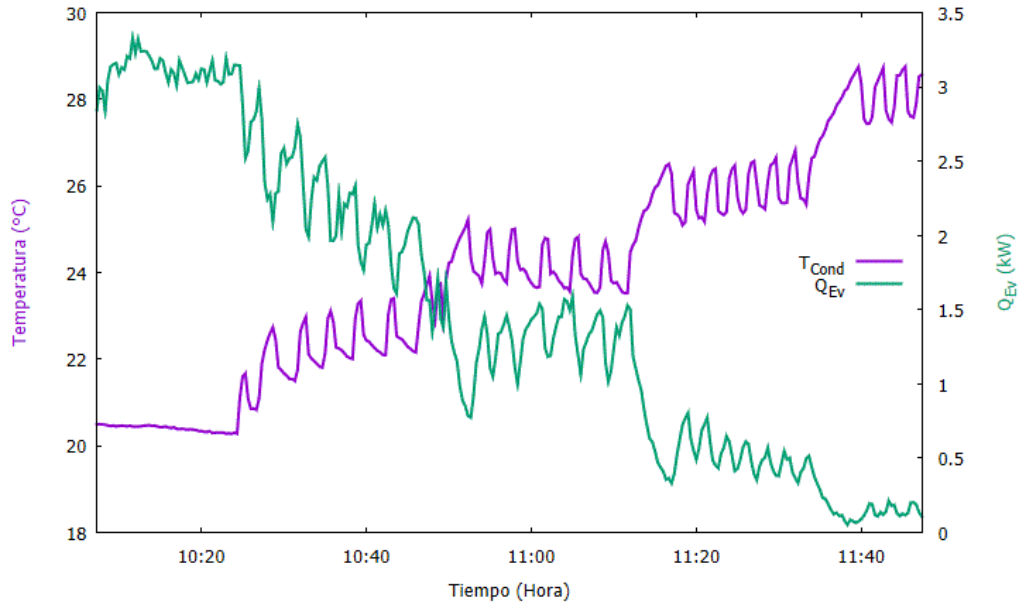


Figura 4.2: Pronta estabilidad del equipo a cambios en condiciones externas

El incremento a la temperatura de condensación tiene consecuencia en la producción de refrigerante así que se presenta un efecto inverso en el que el equipo vació ligeramente la tubería al evaporador y disminuye gradualmente la potencia en el evaporador hasta un nuevo estado de equilibrio el cual solía tardar en alcanzarse tan sólo en alrededor de tres minutos Figura 4.2. Tras alcanzar este equilibrio las mediciones permanecieron constantes tanto para veinte minutos como para una hora por lo que cada prueba tenía un mínimo veintitrés minutos antes de cada cambio en la temperatura de condensación -3 minutos de estabilización y 20 de toma de datos-.

Además, la Figura 4.2 muestra la relación directa entre la potencia de enfriamiento y la temperatura de enfriamiento. La reacción es inmediata a pesar de que se miden en componentes distintos por lo que se tiene certeza de que, filtrando la temperatura, se obtendrán valores exactos de los demás parámetros. Tal es el caso de la primera temperatura la cuál viene de un largo periodo de estabilización y de la cual se ve que las fluctuaciones en la potencia son de menor magnitud; si bien ampliar el largo de la prueba no afectaría significativamente el promedio de las variables, podría aumentar la precisión de los datos ya que la incertidumbre disminuye a menor desviación y a mayor muestreo.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

Dado que el sistema se encuentra aislado térmicamente y el chiller hace la función del sumidero, se desprecia el efecto de la temperatura ambiente. Las pruebas se realizaron a finales del mes de noviembre e inicios de diciembre, regularmente se comenzó a las 8:30 am y se concluía alrededor del mediodía. Esto arrojaba un archivo con aproximadamente 550 mediciones de cada sensor que aún debía ser filtrado según ciertos criterios; primero, es imposible mantener la temperatura de manera exacta y precisa ya sea por errores aleatorios o sistemáticos, por lo que para la temperatura se esperaban mediciones encerradas en un rango de desviación no mayor a 0.5°C , aunque en la práctica se logró reducir este rango a menos de 0.1°C al cual aún se debía sumar un 0.3°C asociado al error del RTD. Otras consideraciones solían ser de lógica, como eliminar mediciones negativas o erróneas según las condiciones específicas.

El archivo de datos fue posteriormente complementado con correlaciones en Excel, explicadas más adelante, para obtener los resultados internos.

4.2. Resultados experimentales

Además de los resultados de las bombas se expone el análisis previo para decidir las condiciones de operación, así como el cálculo de incertidumbre.

4.2.1. Temperatura de los flujos externos

Como primer análisis se muestra la Figura 4.3 con la tendencia de la temperatura de los flujos externos para un lapso de la prueba de $90\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ de generación y $20\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ de condensación. En orden descendente; temperatura a la entrada del generador, $T_{Gen,e}$, temperatura a la salida del generador, $T_{Gen,s}$, temperatura a la salida del absorbedor, $T_{Abs,s}$, temperatura a la salida del condensador, $T_{Cond,s}$, temperatura a la entrada del condensador y del absorbedor, $T_{Cond,Abs,e}$, temperatura a la entrada del evaporador, $T_{Ev,e}$ (estas últimas son similares para este caso) y, finalmente, la temperatura a la salida del evaporador, $T_{Ev,s}$.

En la gráfica puede apreciarse un delta de casi 5°C entre la salida y entrada del generador, mientras que para el evaporador lo es de 3°C . También es importante notar la gran diferencia de calor que se desprende del absorbedor con respecto al condensador, a pesar de que el flujo al absorbedor es el mayor (Tabla 4.1) éste calienta más el agua que cualquier otro equipo, con un incremento poco mayor a 8 grados, esto era de esperarse debido a que no sólo debe deshacerse del

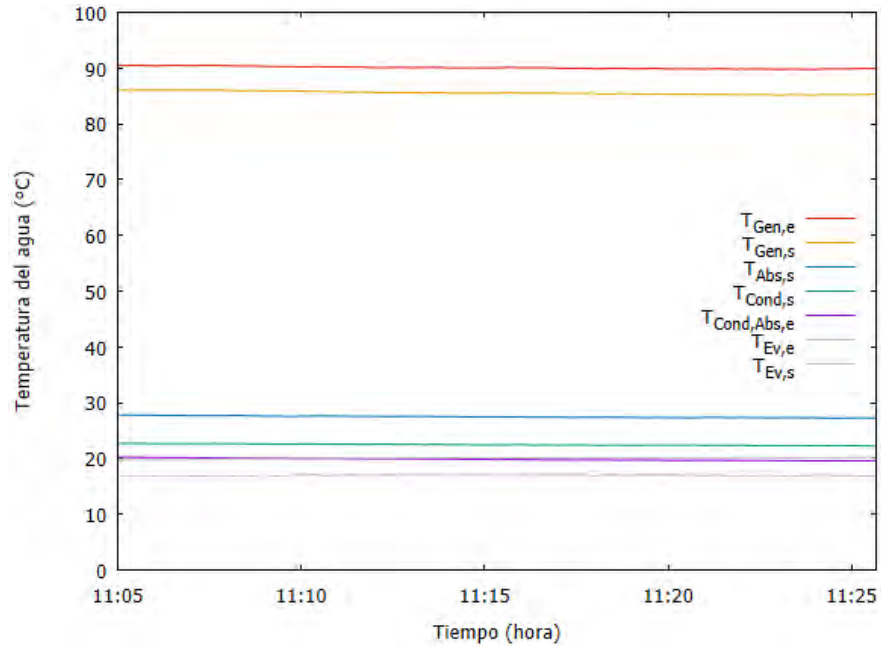


Figura 4.3: Tendencia de la temperatura del agua de los flujos externos

Flujo al condensador	Flujo al generador	Flujo al evaporador	Flujo al absorbedor
$16.54 \frac{kg}{min}$	$17.93 \frac{kg}{min}$	$11.67 \frac{kg}{min}$	$20.42 \frac{kg}{min}$

Tabla 4.1: Promedio de flujos de agua circundante

calor de desecho del generador y evaporador, sino que debe lidiar con la reacción exotérmica de la mezcla.

4.2.2. Análisis por componentes

Cada IC difiere del resto no sólo en sus características sino también en los flujos que manejan por lo que a continuación se da una descripción del comportamiento de cada uno, el análisis se realizó para la una prueba a $95 \pm 0.3^\circ\text{C}$ de generación.

4.2.2.1. Generador

La Figura 4.4 muestra la tendencia de temperatura de los flujos del generador; la más alta corresponde siempre a la entrada de agua, $T_{Agua,e}$, y permanece cons-

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

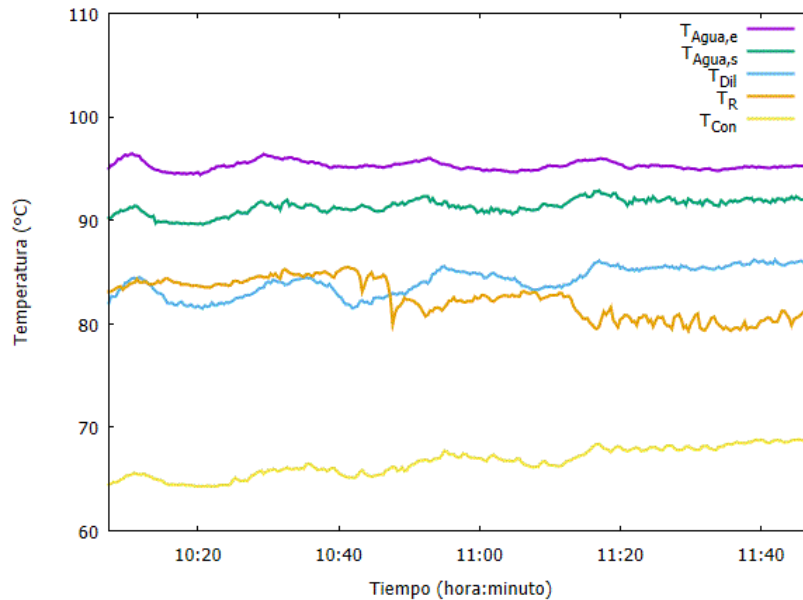


Figura 4.4: Tendencia de temperaturas en el generador

tante en medida de lo posible; seguida de ésta se encuentra el agua a la salida, $T_{Agua,s}$, su temperatura está determinada por la cantidad de calor que la cantidad solución requiere, aumenta ligeramente al final debido a que la bomba envía menos flujo a medida que la prueba avanza, producto de un mayor incremento de presión del generador respecto al incremento en el absorbedor (la presión del sistema aumenta a medida que aumenta T_{Cond} , esto se explicará a detalle más adelante). El rango de flujo de solución concentrada para esta prueba fue de 2.5 a $1.8 \frac{kg}{min}$. Teóricamente, el refrigerante y la solución diluida abandonan el generador a la misma temperatura ($T_R = T_{Dil}$), pero a diferentes estados de saturación, sin embargo, al final de la prueba la producción de refrigerante es casi nula y, dado que es enfriado por el flujo de solución concentrada la cual es un orden de magnitud mayor, el refrigerante se enfría más que la solución diluida. Por último, se tiene la temperatura de la solución concentrada, T_{Con} , la cual viene precalentada del rectificador y posteriormente del economizador. En esta última se puede apreciar un incremento gradual que corresponde al incremento en la temperatura de absorción-condensación. El flujo de refrigerante y de solución diluida varían a lo largo de la prueba.

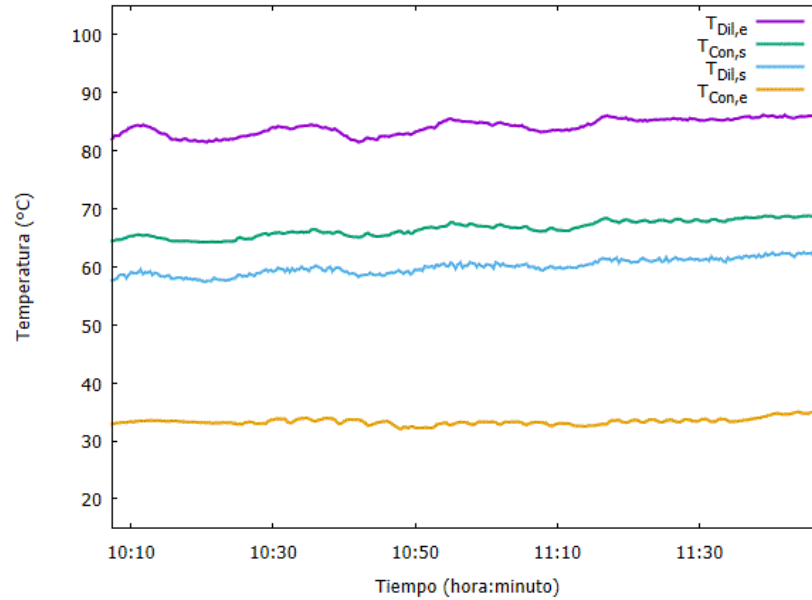


Figura 4.5: Tendencia de temperaturas en el economizador

4.2.2.2. Economizador

Tal como en la Figura 4.5, el subíndice e se refiere a la entrada en tanto que s a la salida. En la Figura 4.5 se aprecia que todas las temperaturas aumentan con T_{Cond} y aquella con mayor desviación es la temperatura de la solución diluida a la entrada, $T_{Dil,e}$, por las razones explicadas para el generador. El incremento gradual dio como resultado una Efectividad casi constante en todas las pruebas de alrededor de 0.65.

4.2.2.3. Absorbedor

Como es de esperarse, el flujo que baja del generador es el de mayor temperatura mientras que el de menor proviene del evaporador, Figura 4.6. Se observa también que ambas salidas tienen casi la misma temperatura así que se logró un buen intercambio de calor. El agua a la entada tiene exactamente el mismo comportamiento que en el condensador.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

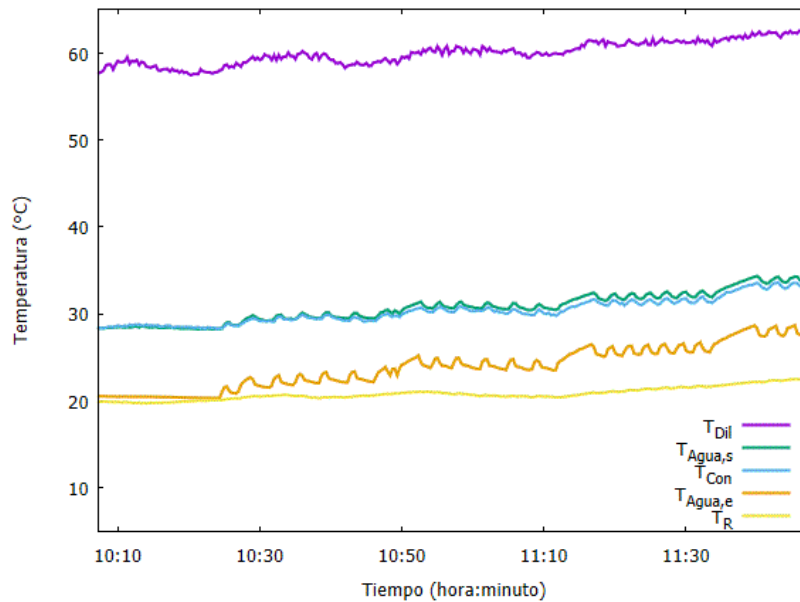


Figura 4.6: Tendencia de temperaturas en el absorbedor

4.2.2.4. Evaporador

Al final de la prueba la temperatura a la entrada del evaporador, T_{Ev} , aumentó considerablemente, a la par que la potencia de enfriamiento se redujo a menos de 1 kW, de modo que fue imposible mantener el espacio refrigerado a 20°C, $T_{Agua,e}$. Este ligero calentamiento se observa en la Figura 4.7.

Teóricamente, la temperatura del agua a la entrada del evaporador, $T_{Agua,e}$, debería ser siempre mayor a la del amoníaco a la salida, $T_{R,s}$, sin embargo el RTD no se encontraba justo a la salida del evaporador sino a la entrada del absorbedor. Se observa cómo la temperatura de evaporación, $T_{R,e}$, sube drásticamente en los últimos cambios además de que las oscilaciones aumentan.

4.2.2.5. Condensador

Si se considera que la temperatura del refrigerante antes del rectificador ronda los 80°C, de la Figura 4.8 se puede inferir que su longitud es excesiva y esto afecta la cantidad efectiva de amoníaco que llega al condensador. La solución a este problema la da un *bypass* para que parte de la solución concentrada rodee el rectificador y sólo se regule la cantidad necesaria para disminuir un máximo de 40°C. Sin embargo, las pruebas fueron hechas sin este *bypass*.

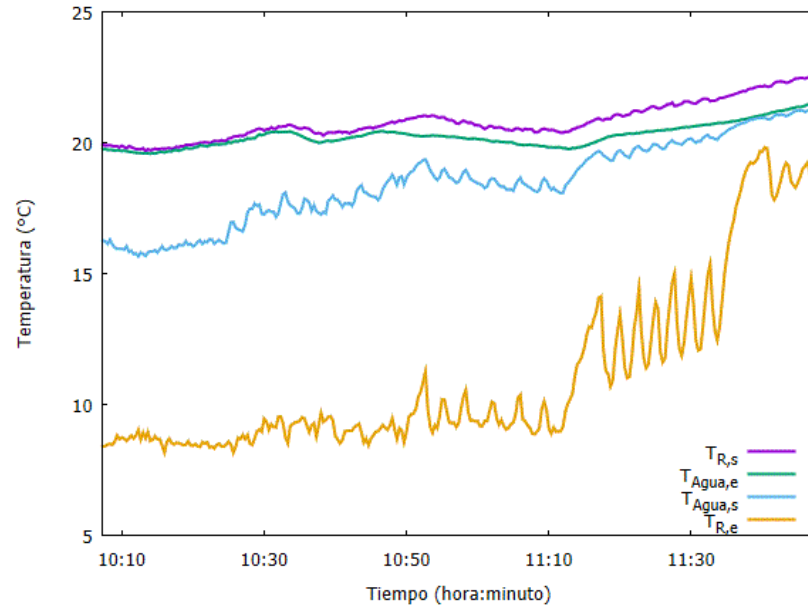


Figura 4.7: Tendencia de temperaturas en el evaporador

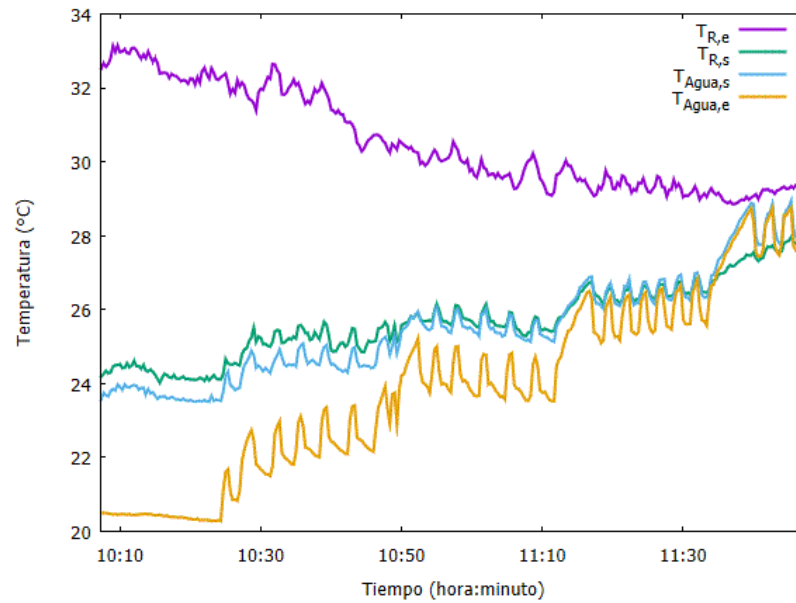


Figura 4.8: Tendencia de temperaturas en el condensador

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

Se observa también que el agua logra extraer casi toda la carga térmica del refrigerante. Al final la producción del refrigerante es casi nula así que los RTD pueden estar midiendo la inercia del metal y por eso la temperatura no sigue la misma tendencia.

4.2.3. Principales temperaturas

De todas las anteriores temperaturas se destacan las del refrigerante, Tr , y la de generación, T_{Gen} ; las Figuras 4.9 y 4.10 muestran su tendencia para dos diferentes temperaturas de condensación; 20 y 26°C, respectivamente.

En la Figura 4.9 se observa una diferencia considerable entre la temperatura del agua caliente a la entrada y la salida del amoníaco del generador, $Tr_{s,Gen}$, cuyo promedio es de 83.8 a $T_{Gen} = 95 \pm 0.3^\circ\text{C}$, esto se debe a el RTD mide también parte de la porción de agua que retorna del rectificador. Por otra parte, se observa que la condensación no es del todo efectiva ya que el agua entra a 20°C y el refrigerante sale a aproximadamente 24.2°C, esto se puede corregir mandando más flujo al condensador siempre y cuando no se reduzca al absorbedor. El espacio refrigerado se mantuvo siempre a 20°C y se observa que este flujo aprovecha toda la producción de frío ya que $Tr_{s,Ev}$ (la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador) sale justamente a la temperatura del espacio frío. Por último, al igual que el resto de las temperaturas, la del amoníaco a la entrada del evaporador se mantuvo estable alrededor de 8.5°C.

La estabilidad de las temperaturas se pierde a medida que incrementa la T_{Cond} . Figura 4.10, principalmente la T_{Ev} la cual oscila más en un promedio de 13.1°C, esta oscilación se traduce en una mayor incertidumbre que se verá en los resultados finales. También se muestra que a estas condiciones la diferencia entre T_{Gen} y $Tr_{s,Gen}$ incrementa a aproximadamente 15°C ya que la cantidad de refrigerante disminuye y por lo tanto el flujo rectificador enfría aún más el amoníaco. Perder refrigerante trae consigo una menor potencia, pero una mejora en la condensación; en este caso la temperatura de condensación es de $26 \pm 0.3^\circ\text{C}$ y el refrigerante sale a $26.5 \pm 0.3^\circ\text{C}$, a diferencia de los más de 4°C que se tenían al inicio de la prueba. Al reducir capacidad de enfriamiento se espera un incremento en $Tr_{s,Ev}$ la cual se eleva a $21.4 \pm 0.3^\circ\text{C}$.

4.2.4. Análisis paramétrico

Antes de comenzar con las pruebas es importante determinar la apertura de las principales válvulas del sistema, además se hizo el análisis de flujo al generador.

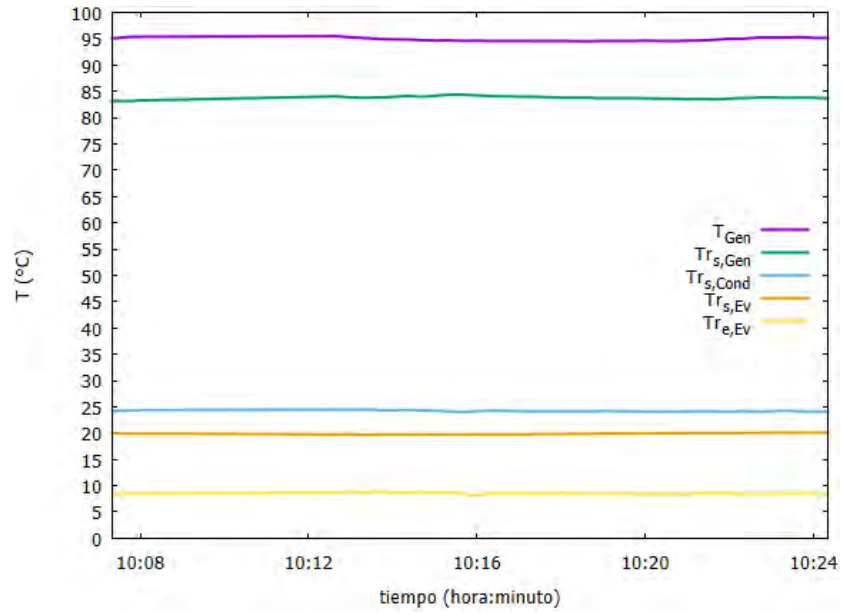


Figura 4.9: Temperaturas del refrigerante para $T_{Cond} = 20 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ a $T_{Gen} = 95 \pm 0.3\text{gradC}$

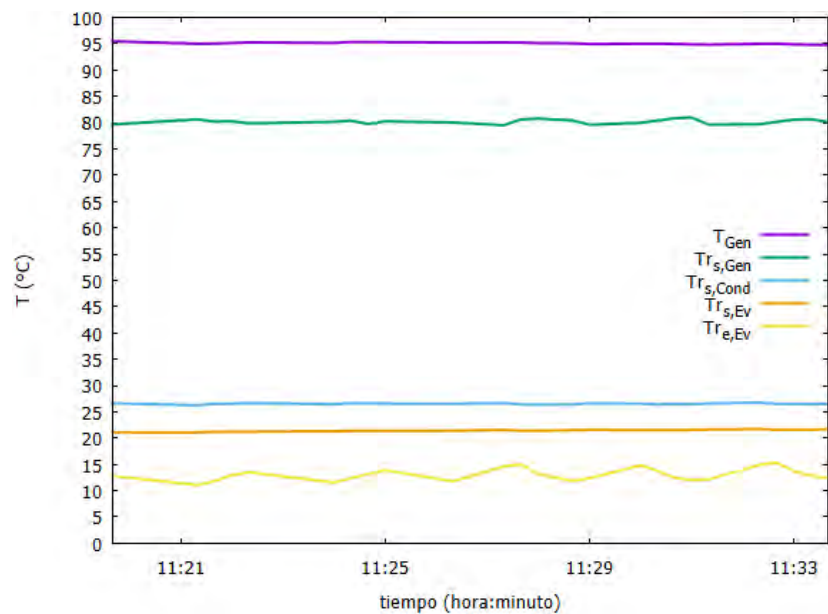


Figura 4.10: Temperaturas del refrigerante para $T_{Cond} = 26 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ a $T_{Gen} = 95 \pm 0.3\text{gradC}$

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

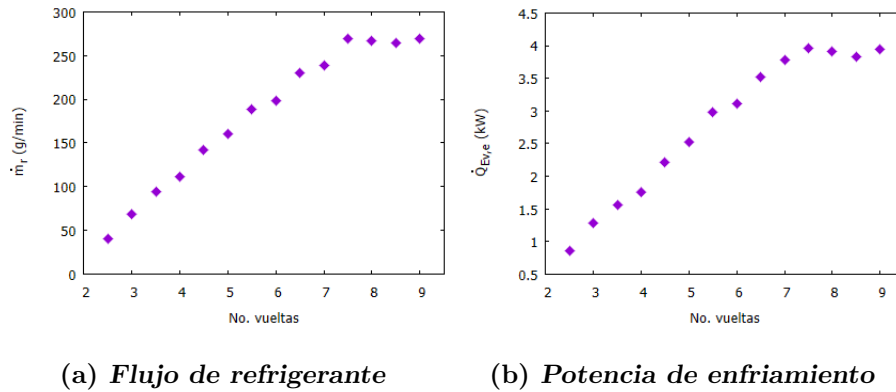


Figura 4.11: Análisis paramétrico V_{exp}

4.2.4.1. Válvula de expansión

La válvula que se considera más importante es la de expansión, V_{exp} ; para las condiciones de $24 \pm 0.3^\circ\text{C}$ de condensación, $105 \pm 0.3^\circ\text{C}$ de generación y la bomba de pistón, se varía la apertura de la válvula en intervalos de media vuelta desde el máximo (9 vueltas) hasta que se dejó de registrar potencia (2.5 vueltas). El Coriolis no registra todas las mediciones menores a $50 \frac{g}{min}$. Se muestra en la Figura 4.11 una disminución en la potencia de enfriamiento debido a la restricción en el paso del refrigerante el cual alcanza un máximo a **7.5 vueltas** de apertura, se estima que éste es el máximo flujo para estas condiciones, seguido a esta apertura no hay repercusiones significativas al mantener la apertura a más de óptimo.

Una menor apertura de V_{exp} restringe el flujo de refrigerante. Por el contrario al abrir la V_{exp} , se conecta aún más el condensador con el evaporador lo cual aumenta la presión y, por lo tanto, la temperatura del evaporador. La Figura 4.12 muestra el resultado de estas dos variables para cada apertura de V_{exp} . Se observa que la T_{Ev} se estabiliza a partir de **6.5 vueltas**. En ambos casos se encuentra un mínimo en **5 vueltas** y por debajo de este valor se pierde algún tipo de tendencia, por lo que se recomienda siempre mantener una mayor apertura.

A pesar de la disminución en la potencia, se optó por mantener la apertura en **6 vueltas** en todas las pruebas para obtener un equilibrio entre \dot{Q}_{Ev} y T_{Ev} .

4.2.4.2. Válvula de solución diluida

Para V_{dil} se abrió V_{exp} hasta recuperar flujo (3 vueltas) y se comenzó a restringir V_{dil} desde 4 hasta 0.5 vueltas de una en una. Las condiciones fueron aproximadamente $T_{Cond} = 22.3^\circ\text{C}$ y $T_{Gen} = 90.5^\circ\text{C}$ con la bomba de aspas. Se observa

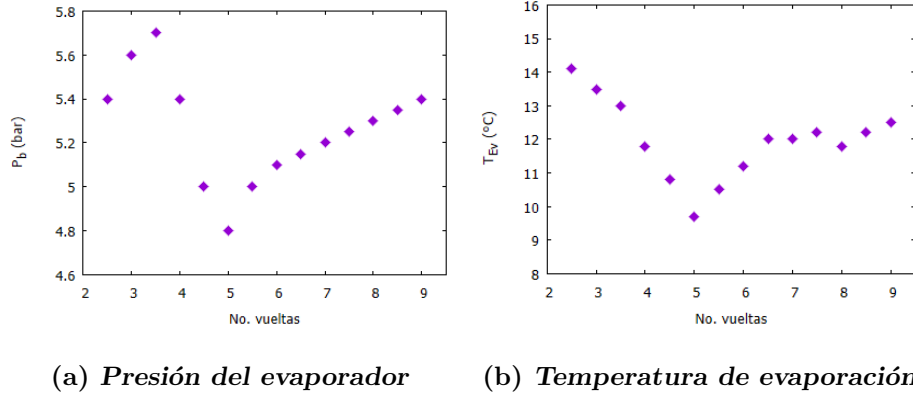


Figura 4.12: Análisis paramétrico V_{exp} ; inestabilidad

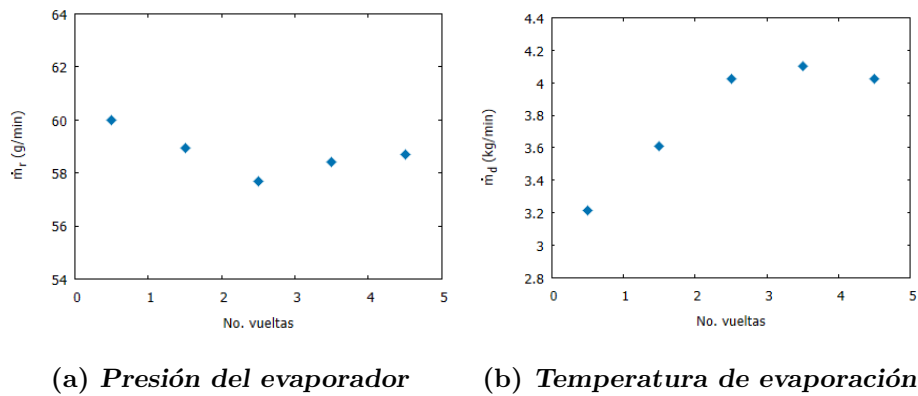


Figura 4.13: Análisis paramétrico V_{dil}

en la Figura 4.13 que restringir el flujo de solución diluida, \dot{m}_d no beneficia considerablemente a la producción de refrigerante.

Sólo basta conocer el efecto en la diferencia de presiones; se espera reducir al máximo esta diferencia ya que así la bomba recibiría menor esfuerzo. En la Figura 4.14 se observa que a partir de **2.5 vueltas** la diferencia se minimiza. De hecho, esta parece ser la condición de estabilidad en todos los casos.

4.2.4.3. Válvulas de reflujo

Aunque estas válvulas traen beneficios al momento de la operación abrirlas implica perder estabilidad en la medición de flujos internos lo cual no es bueno para la evaluación, por lo que se recomienda sólo abrirse en casos necesarios:

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

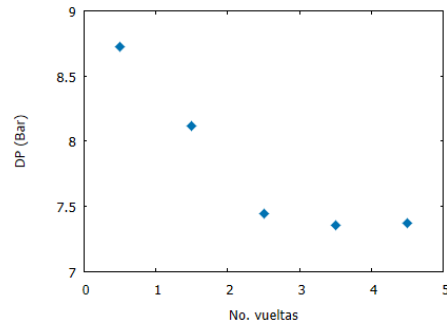


Figura 4.14: Análisis paramétrico V_{dil} : Diferencia de presiones

- $V_{r,abs}$ para reducir la presión en el absorbedor
- $V_{r,tanque}$ si el tanque pierde mucho nivel

4.2.4.4. Potencia de la bomba al generador

El generador, al igual que el resto de los equipos, tiene un máximo de aprovechamiento para ciertas condiciones. Se varió la frecuencia de la bomba que suministra el agua caliente al generador desde 30 hasta 60 Hz lo cual implica menor flujo y repercute directamente en la potencia suministrada. Las condiciones fueron aproximadamente $T_{Cond} = 87.0^{\circ}\text{C}$ y $T_{Gen} = 22.4^{\circ}\text{C}$ con la bomba de aspas. El resultado se muestra en la Figura 4.15.

Se observa que la potencia de generación aumenta en mayor medida que la de enfriamiento para cada aumento de frecuencia. Es decir que se puede trabajar con menor flujo en el generador sin sacrificar demasiado el rendimiento. De hecho, el COP_e se mantuvo en 0.32 en toda la prueba. Con el fin de maximizar la potencia del evaporador se manejó el mayor flujo de la bomba.

4.2.5. Incertidumbre

A partir de esta sección se muestran resultados para cada par de temperaturas (condensación y generación). Debido a que es imposible conocer un valor exacto para cada caso, se reporta su la respectiva incertidumbre tras eliminar los datos discordantes.

Los valores estadísticos (promedio, pruebas de discordancia e incertidumbre) se calcularon con ayuda del software Univariate Data Analysis System -UDASys3-

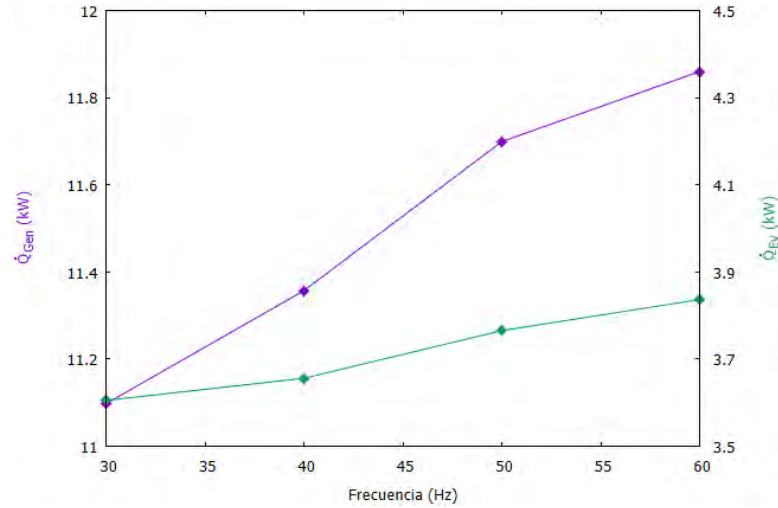


Figura 4.15: Análisis paramétrico de frecuencia de la bomba del generador: Potencia de generación y enfriamiento.

(81, 82, 83). El programa evalúa la mejor prueba de discordancia según el conjunto de datos.

Los parámetros son agrupados acorde a la temperatura de condensación. Considerando que cada temperatura se mantuvo durante 20 minutos se tienen grupos de 60 mediciones para cada variable. El número de datos solía variar debido al primer filtro a la T_{Cond} y T_{gen} , el tiempo en el que permanecían fuera del rango permitido repercutía en la cantidad de datos finales.

Cada grupo fue tratado como datos univariados; según su media y desviación estándar para obtener los datos discordantes y, una vez filtrados, el nuevo promedio y desviación estándar. El cálculo de la incertidumbre se realiza con la Ecuación 4.1.

$$U = \frac{S_e}{\sqrt{n}} t_{n-1} \quad (4.1)$$

donde U es la incertidumbre, s_e la desviación estándar, n el número de muestra (o número de datos) y t_{n-1} es la t de Student con $n - 1$ grados de libertad. De esta ecuación que la incertidumbre crece en algunos casos, cuando la desviación entre los datos es alta según acorde al promedio cuando se logran menos datos (en este caso disminuye el denominador y aumenta el valor de t) por lo que se debe estar atento a que las condiciones de entrada se mantengan lo más posible en el rango y cercanos a la media deseada.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

Se estableció un nivel de confianza de 95%. La incertidumbre en variables derivadas como por ejemplo el COP puede obtenerse de propagar el error de sus parámetros de entrada, mas se optó por calcular un COP para cada medición y al final se obtuvo la incertidumbre del conjunto.

4.2.6. Bomba de aspas

Mostradas las tendencias generares de los componentes es momento de mostrar los parámetros de desempeño obtenidos, estos son; temperatura mínima promedio alcanzada, rango de presiones, potencia de generación y evaporación internas y externas, coeficientes de operación interno y externo, producción de refrigerante, entre otros.

Las pruebas se dividieron en dos bancos, correspondiente a cada bomba, el primer banco de pruebas se describe a continuación.

4.2.6.1. Temperatura de evaporación

Primero, la Figura 4.16 muestra el promedio de la temperatura mínima obtenida en el evaporador, T_{Ev} , para cada incremento en la condensación, T_{Cond} , B1 hace referencia al "Banco uno" de pruebas.

Se observa que no es necesario alcanzar una alta temperatura en el generador si lo que se pretende es obtener la mínima en el evaporador sin embargo el límite para enfriar está determinado por la capacidad de condensar a bajas temperaturas. Para este caso de obtuvo una mínima de $6.9 \pm 0.3^\circ\text{C}$ para $95 \pm 0.3^\circ\text{C}$ de generación y $20 \pm 0.3^\circ\text{C}$ de condensación, no obstante, sólo fue posible condensar hasta un máximo de $26 \pm 0.3^\circ\text{C}$ en tanto que generando a 95 y 100°C se alcanzaron los 28°C sin sacrificar considerablemente la temperatura para los primeros tres puntos evaluados. Se estipuló un máximo en la evaporación no sólo porque el espacio refrigerado se encontraba a esa temperatura sino considerando también la aplicación en aire acondicionado.

La incertidumbre de los últimos puntos incrementa debido a fluctuaciones en eficiencia del equipo ya que al final de la prueba la bomba disminuía su rendimiento por el incremento en la diferencia de presiones. Con esto, el rendimiento no sólo bajaba y oscilaba más debido al incremento en la condensación sino tam-

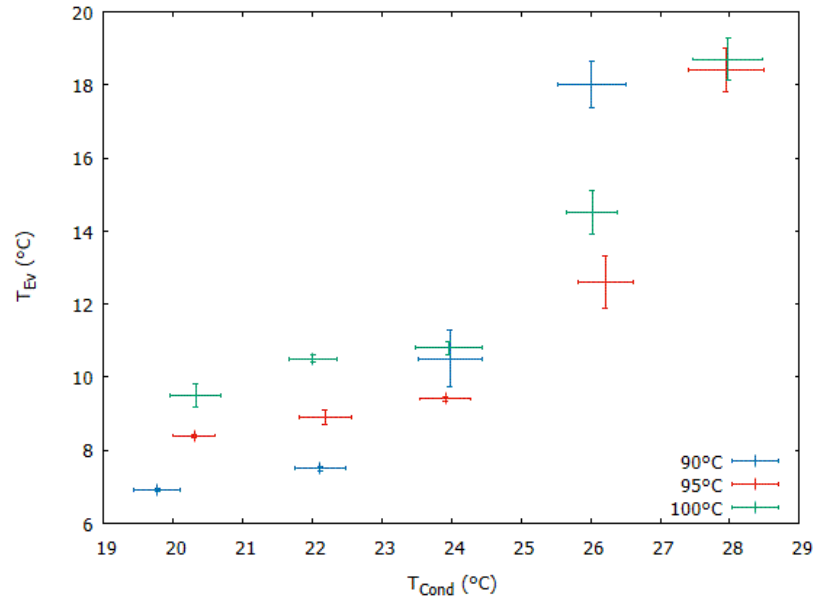


Figura 4.16: Temperatura de evaporación respecto a la temperatura de condensación. B1

bién por una disminución en el flujo de la bomba. A continuación, el análisis de presiones en el sistema.

4.2.6.2. Rango de presiones

Otra razón para estudiar el rango de presiones es para estimar si la válvula de alivio se encuentra bien calibrada. La Figura 4.17 muestra la presión en la zona de baja y alta presión $-P_b$ y P_a , respectivamente-. Durante estas pruebas se obtuvo un rango de 8.3 a 9.3 bares en el generador, considerando que el máximo permitido por la válvula de alivio de es 24 bares se encuentra en un buen rango.

Por su parte, la línea de baja presión se contuvo entre 4.4 y 5.3 bares, sin embargo, es claro que la presión en el generador incrementa más rápido que en el absorbedor. El incremento en la presión viene del hecho de que la temperatura en el evaporador se eleva y con ella la presión de saturación del amoníaco. Por su parte, el incremento en el generador es causa de que la bomba toma la mezcla cada vez a mayor presión y por tanto la descarga a una mayor, sin embargo, reducida la capacidad de producción de refrigerante, el generador se presuriza con un mayor ritmo.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

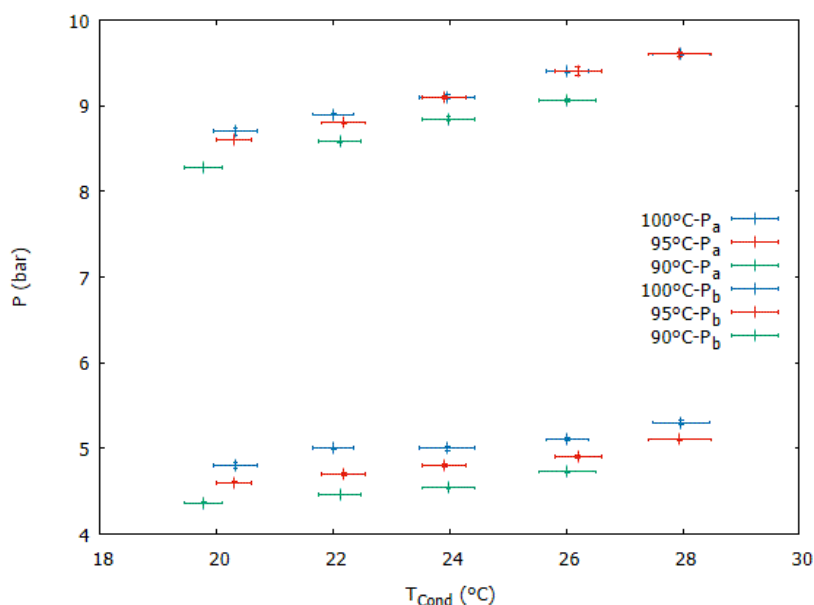


Figura 4.17: Rango de presión respecto a la T_{Cond} . B1

4.2.6.3. Potencia de generación

A menor flujo de la bomba, la diferencia de temperatura del agua al generador disminuye y consigo la cantidad de calor suministrada. Es de esperarse que la cantidad de calor que aprovecha el sistema internamente también disminuya. Para el cálculo del desempeño es importante conocer el valor de la potencia interna y externa en el entendido teórico que la potencia interna será menor a la que se suministra externamente, La Figura 4.18 muestra la potencia externa del generador, \dot{Q}_{Gen} . Se observa claramente que la potencia disminuye dado que el sistema ya no aprovecha el calor al final de la prueba; la solución se envía más caliente, la bomba reduce su flujo dado el incremento en la diferencia de presiones y el calor no se aprovecha para desorber.

Un comportamiento casi idéntico muestra el calor interno, Figura 4.19. El cálculo de los parámetros externos es directo ya que sólo considera el calor sensible que pierden o ganan los flujos de agua, sin embargo, el cálculo de parámetros internos requiere determinar la entalpía en cada punto de interés, para esto es necesario emplear las correlaciones necesarias según el estado en el que se encuentra la mezcla (84).

Es de esperarse que el calor interno sea menor ya que en el generador no se recupera todo el calor suministrado a pesar de que se encuentra aislado. Esto se

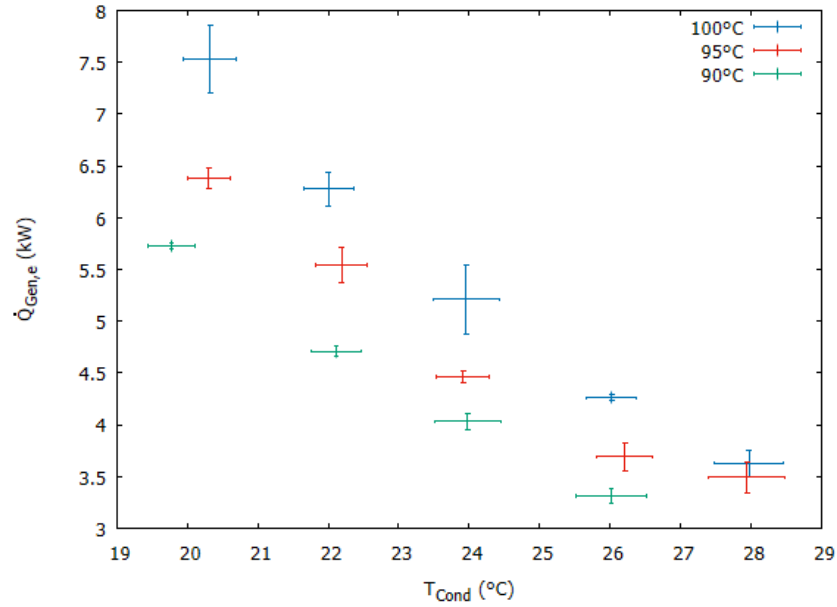


Figura 4.18: Potencia de generación externa respecto a la temperatura de condensación. B1

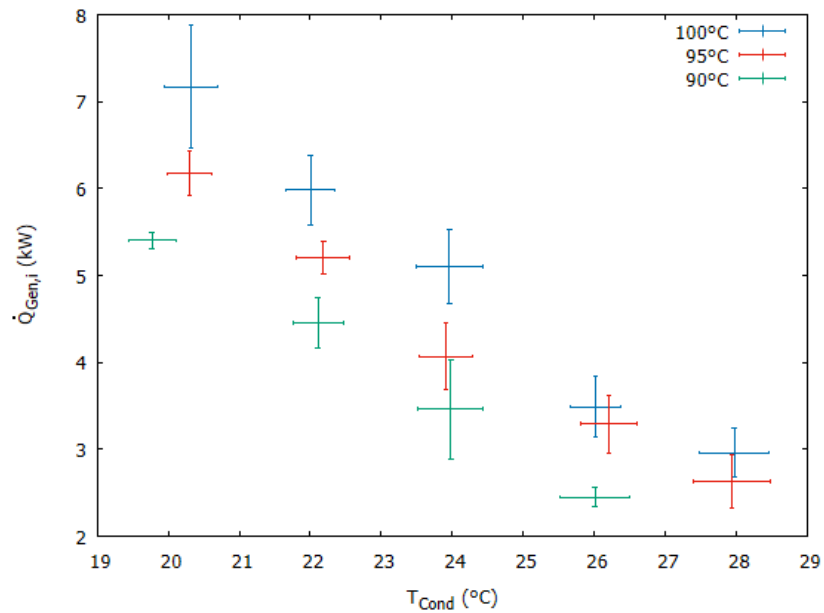


Figura 4.19: Potencia de generación interna respecto a la temperatura de condensación. B1

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

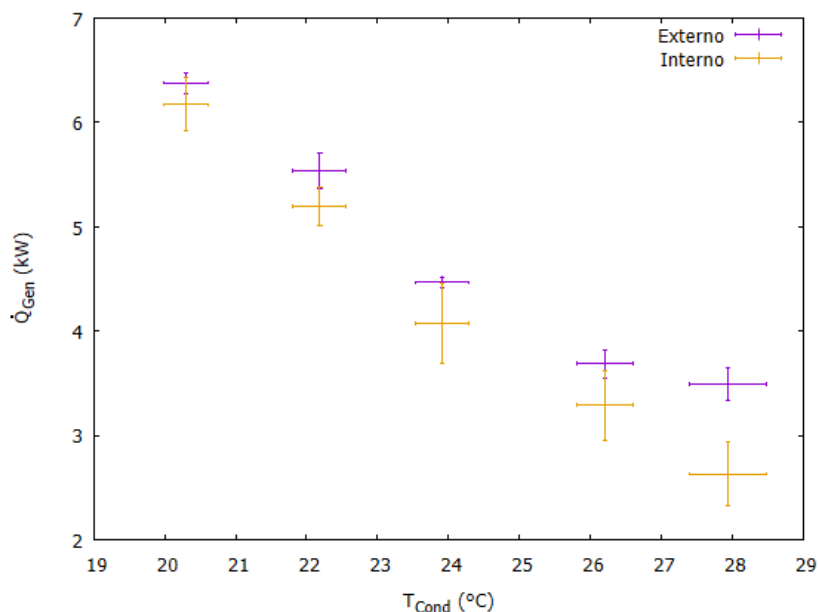


Figura 4.20: Comparación entre la potencia de generación interna y externa para $T_{Gen} = (95 \pm 0.3)^\circ\text{C}$. B1

puede probar para cualquier condición tal es la gráfica de la Figura 4.20 para la prueba a 95°C de generación.

4.2.6.4. Flujo de refrigerante

Una diferencia aún más clara entre potencia externa e interna es que la incertidumbre asociada es mayor para los datos internos (no sólo en la generación, como se verá más adelante). Esto se debe a que el flujo de refrigerante oscilaba demasiado mientras que los flujos externos permanecían prácticamente constantes. La incertidumbre en la producción de refrigerante se observa en la Figura 4.21, dicha inestabilidad se propaga a todos los cálculos internos.

El decremento en la producción de refrigerante se debe a dos factores; el primero es que el proceso de absorción es más efectivo a bajas temperaturas ya que se vaporiza menor cantidad de amoníaco como consecuencia la concentración es mayor. La segunda razón es el bombeo reducido. En pocas palabras, se envía más amoníaco al generador.

También se observa que incrementos en la T_{Gen} benefician la desorción del amoníaco e incluso se alcanzan mayores temperaturas de condensación.

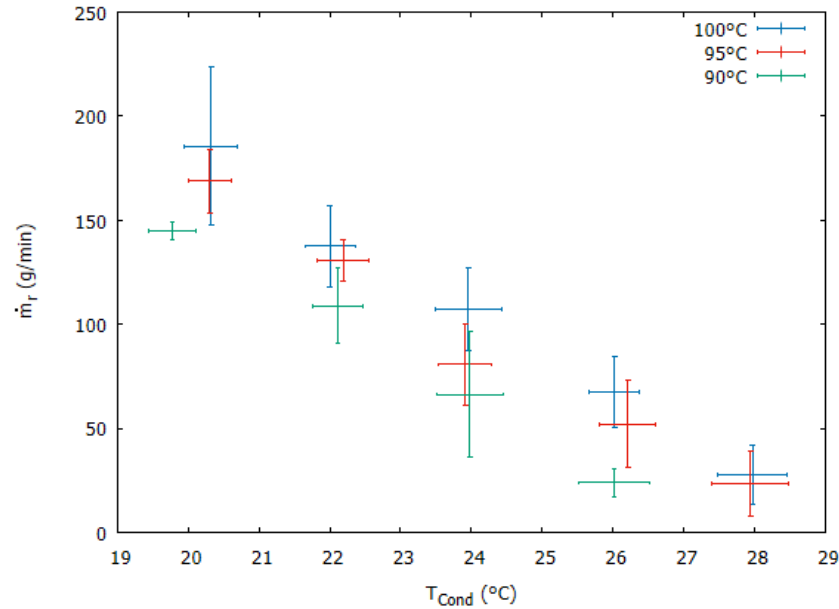


Figura 4.21: Flujo de refrigerante respecto a la temperatura de condensación. B1

4.2.6.5. Potencia de enfriamiento

También conocida como potencia de evaporación es la producción neta de frío que se obtiene en el evaporador. La potencia nominal es de 3.5 kW mas el óptimo apenas alcanzó los 3.15 ± 0.08 ($T_{Gen} = (100 \pm 0.3)^\circ\text{C}$ y $T_{Cond} = 20.3^\circ\text{C}$) –Figura 4.22–. No obstante, la potencia interna –Figura 4.23– alcanzó los 3.9 ± 0.8 kW.

En este caso la potencia interna es casi siempre mayor que la externa –Figura 4.24– con salvedad en casos en los que la inercia del equipo provoca que el IC se mantenga más frío por unos instantes y provoque que el entorno se enfríe más. En la mayoría de los casos es de esperarse que el espacio refrigerado no aproveche todo el frío debido a la eficacia en el intercambio de calor.

La potencia es directamente proporcional a la producción de amoniaco así que es de esperarse que disminuya a medida que incrementa T_{Cond} tal como m_r .

4.2.6.6. Coeficiente de operación

Como resultado del cociente de la energía obtenida $-Q_{Ev}$ externo e interno– entre la energía suministrada $-Q_{Gen}$ externa e interna y \dot{W}_B – se obtienen las Figuras 4.25 y 4.26 que muestran el comportamiento del COP externo e interno, respectivamente.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

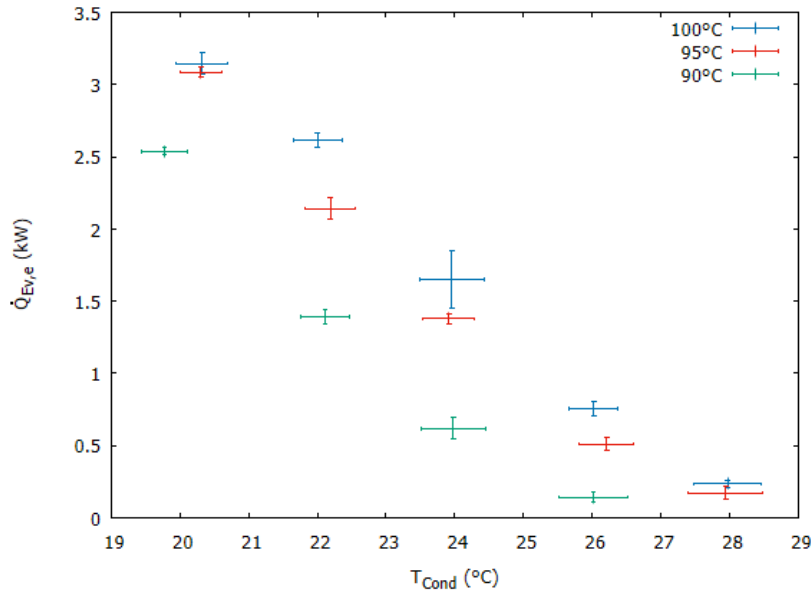


Figura 4.22: Potencia de evaporación externa respecto a la temperatura de condensación. B1

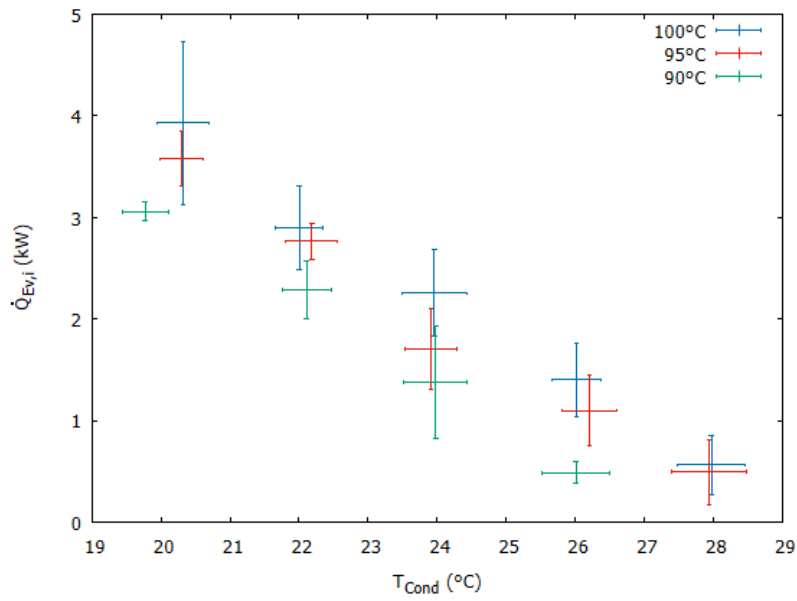


Figura 4.23: Potencia de evaporación interna respecto a la temperatura de condensación. B1

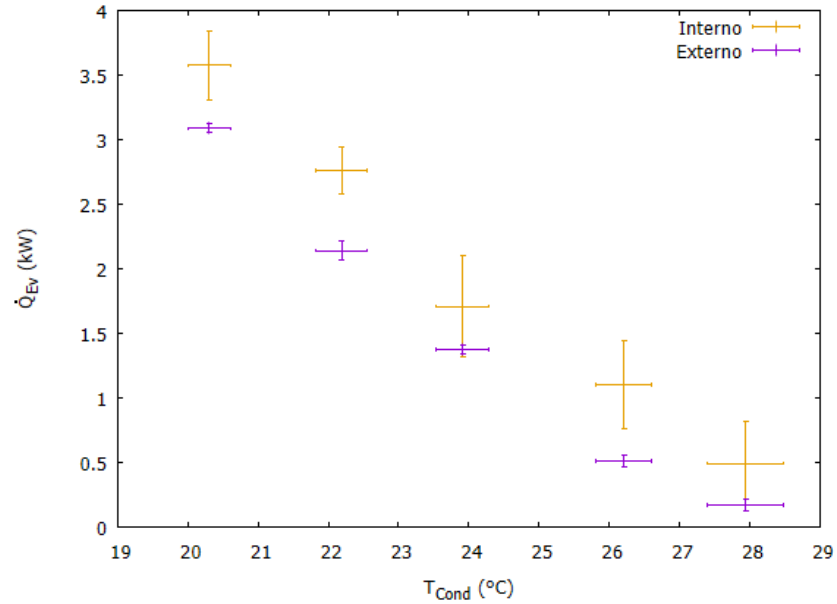


Figura 4.24: Comparación entre la potencia de enfriamiento interna y externa para $T_{Gen} = 95 \pm 0.3^\circ\text{C}$. B1

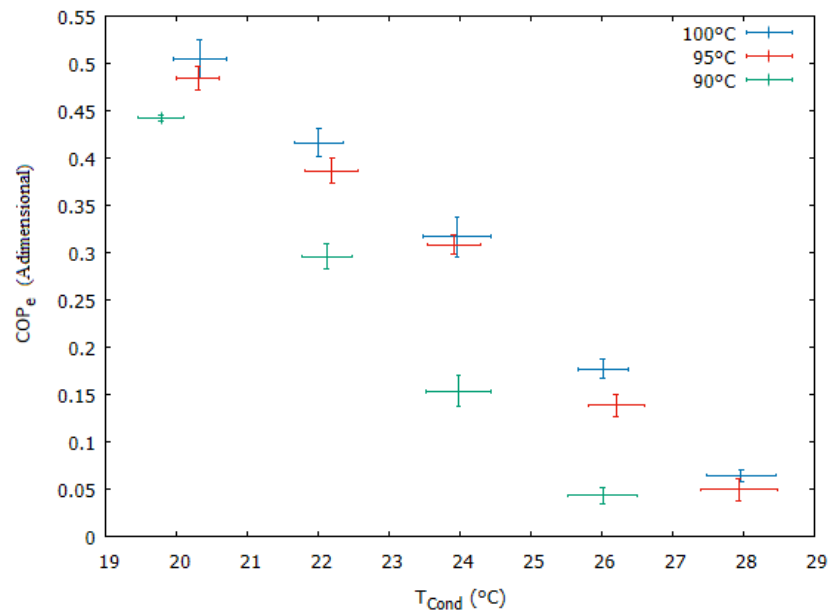


Figura 4.25: Coeficiente de operación externo respecto a la temperatura de condensación. B1

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

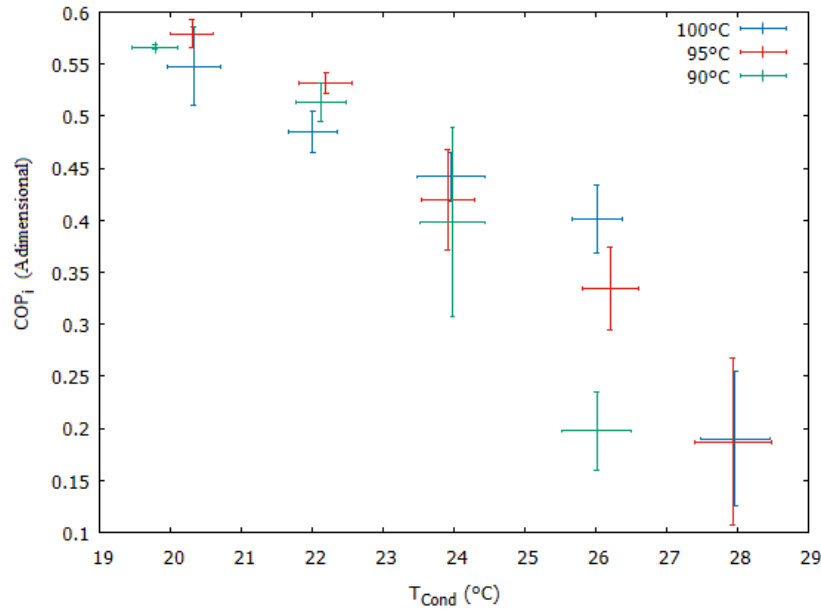


Figura 4.26: Coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación. B1

El mayor COP_e obtenido fue de 0.50 ± 0.02 y el COP_e fue de 0.58 ± 0.01 , un hecho interesante es que este último no se dio a la temperatura de 100°C sino a 95°C lo cual puede deberse a que el sistema aún no alcanzaba la estabilidad en la prueba a 100 grados o que a esa temperatura ya no aprovecha todo el calor suministrado. En la Figura 4.25 se rescata que el COP en a 95°C se acerca considerablemente al de 100°C respecto a lo que se aleja del de 90°C . Se deduce que mantener la generación a 95°C basta para optimizar el aprovechamiento de energía.

4.2.6.7. COP reversible y eficiencia exérgica

El COP_{Rev} es directamente proporcional a la T_{Gen} y a la T_{Ev} e inversamente proporcional a la T_{Cond} , esto es lógico ya que; a mayor T_{Gen} , el sistema dispone de mayor energía; alcanzar una menor T_{Ev} implica un mayor esfuerzo del sistema y; a mayor T_{Cond} , el proceso de condensación-absorción es menos eficiente.. En la Figura 4.27 se presenta el máximo COP teórico del sistema dadas las condiciones de la evaluación. Se observa que, dada una T_{Gen} , el COP_{Rev} comienza a disminuir para incrementar abruptamente en los últimos puntos, esto se debe a que el COP_{Rev} es más sensible a incrementos de T_{Ev} que a los de T_{Cond} .

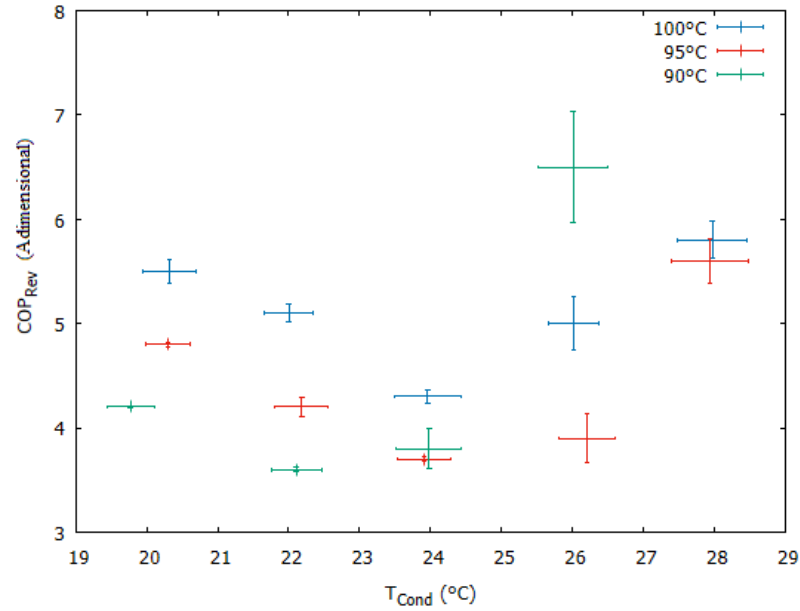


Figura 4.27: Coeficiente reversible respecto a la temperatura de condensación. B1

Con el COP real y el reversible se determina la eficiencia exergética, Figura 4.28, de la cual se comprueba que, efectivamente, el mejor aprovechamiento de energía se tiene para temperaturas de generación cercanas a 95°C.

4.2.6.8. Efectividad

El mayor aprovechamiento para $T_{Gen} = 95^\circ\text{C}$ también se refleja en la efectividad del economizador, Figura 4.29, con un máximo de 0.667 ± 0.001 .

4.2.7. Bomba de pistón

4.2.7.1. Temperatura de evaporación

Se observaba que a menor T_{Gen} la T_{Ev} baja, con esta bomba se pudo operar la temperatura de 85°C en el generador y, con ella, mantener potencia hasta los 28°C condensación –Figura 4.30–. La mínima en este caso fue de $4.1 \pm 0.4^\circ\text{C}$.

Además, se observa que mayores temperaturas permitieron condensar hasta 30°C. Se observa que, a diferencia con el B1, el incremento de T_{Ev} es lineal, esto

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

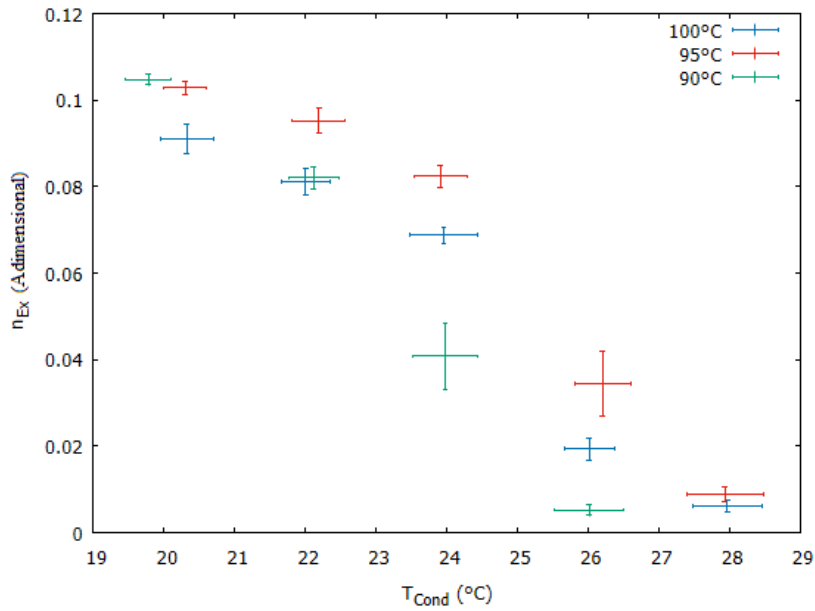


Figura 4.28: Eficiencia exergetica respecto a la temperatura de condensación. B1

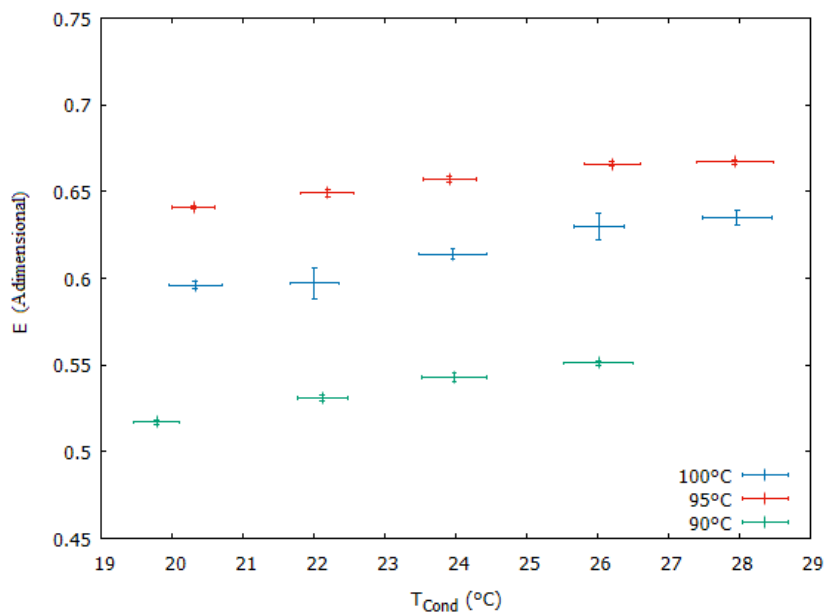


Figura 4.29: Efectividad del economizador respecto a la temperatura de condensación. B1

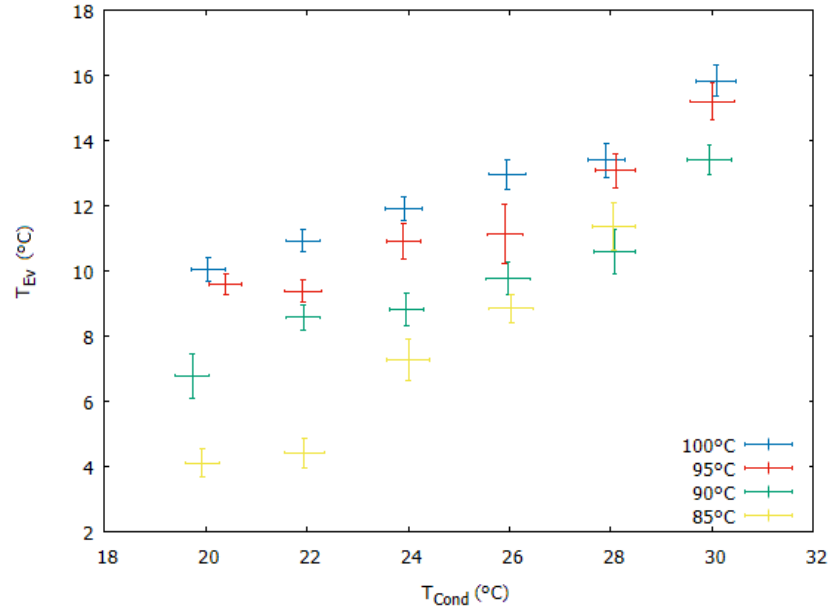


Figura 4.30: Temperatura de evaporación respecto a la temperatura de condensación. B2

puede ser indicio de que la estabilidad en el mínimo aún no se alcanza y sería necesario condensar a menor temperatura.

4.2.7.2. Rango de presiones

Nuevamente se observa que la presión del generador aumenta con mayor rapidez que la del evaporador, Figura 4.31, y que a mayor temperatura de generación mayor es la presión general.

El rango de presión en el generador fue de 9.04 ± 0.01 a 10.93 ± 0.04 bares (lejos del punto de la válvula de seguridad). En el evaporador, se mantuvo entre 3.93 ± 0.03 a 6.01 ± 0.01 bares.

4.2.7.3. Potencia de generación

La Figura 4.32 muestra un comportamiento lineal en la generación con un máximo de 11.59 ± 0.08 kW para $T_{Gen} = 100^\circ\text{C}$ para el calor externo; para el calor interno, Figura 4.33, de 11.02 ± 0.09 kW. La Figura 4.34, es la comparación entre el calor externo e interno.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

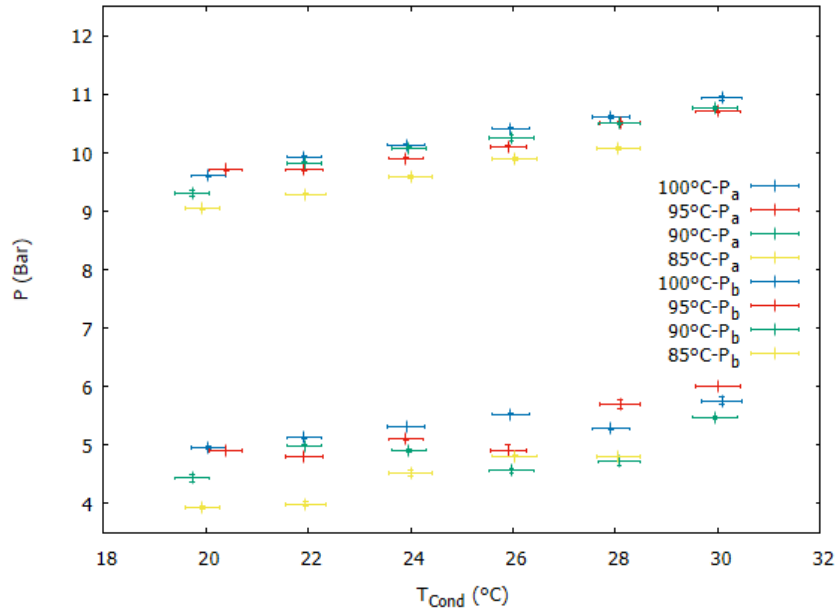


Figura 4.31: Rango de presión respecto a la T_{Cond} . B2

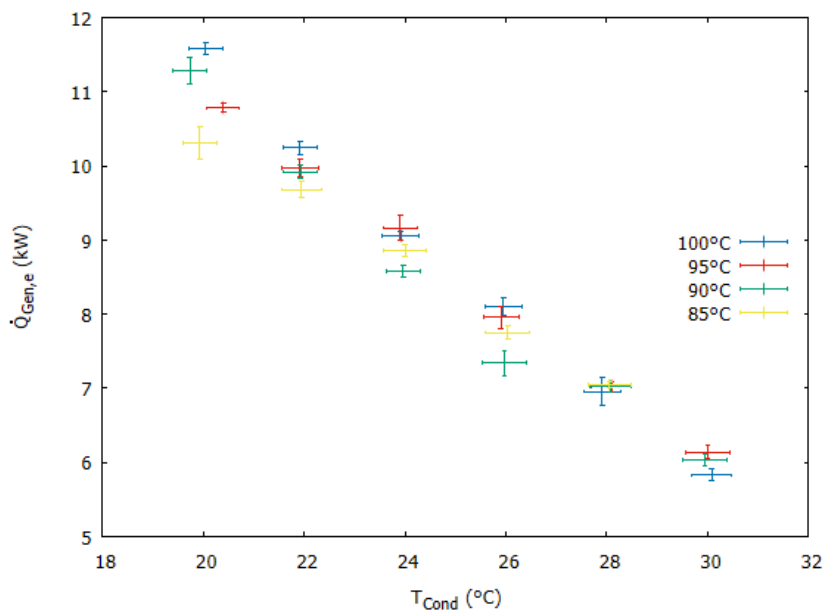


Figura 4.32: Potencia de generación externa respecto a la temperatura de condensación. B2

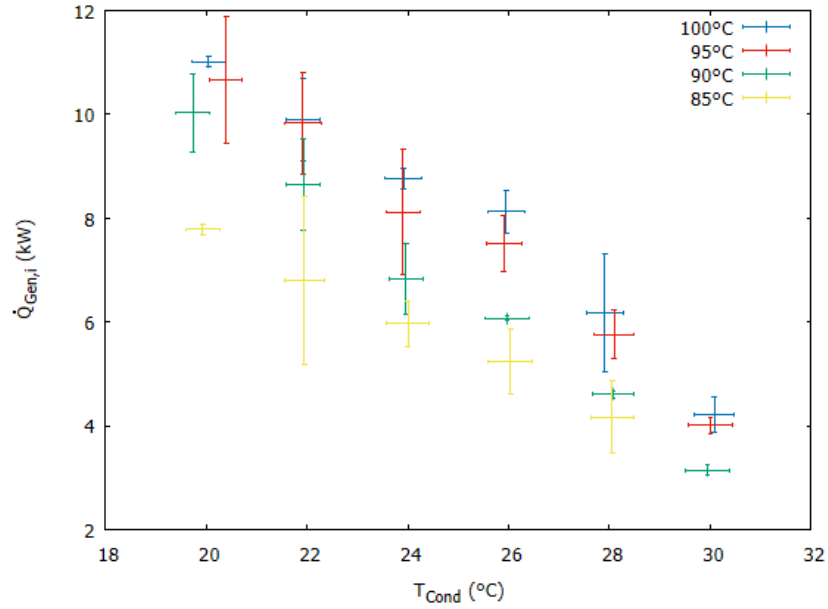


Figura 4.33: Potencia de generación interna respecto a la temperatura de condensación. B2

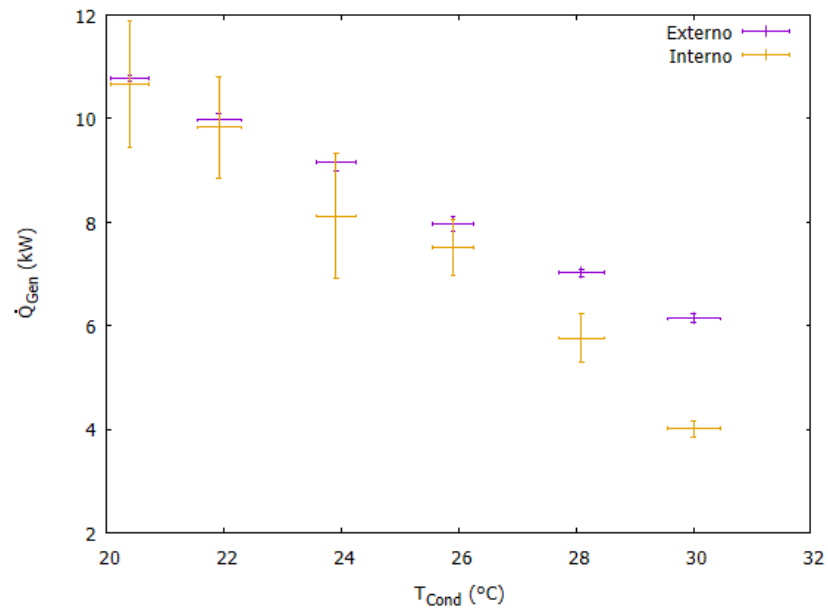


Figura 4.34: Comparación entre la potencia de generación interna y externa para $T_{Gen} = (95 \pm 0.3)^\circ\text{C}$. B2

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

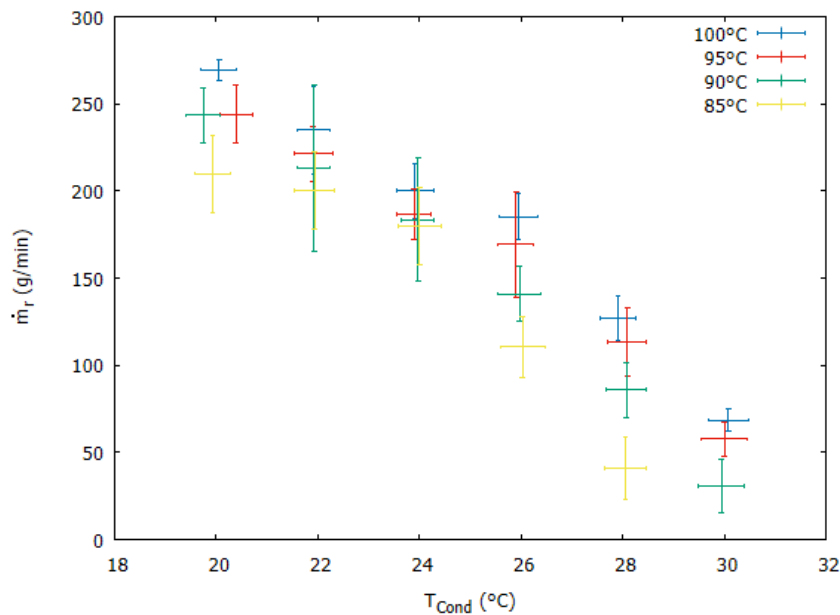


Figura 4.35: Flujo de refrigerante respecto a la temperatura de condensación. B2

4.2.7.4. Flujo de refrigerante

En este caso el máximo flujo de refrigerante fue $270 \pm 6 \frac{g}{min}$, Figura 4.35. Se observa amplia incertidumbre que puede asociarse a la intermitencia en el flujo de la bomba. Nuevamente, esta incertidumbre se propaga a los parámetros internos.

4.2.7.5. Potencia de enfriamiento

La mejora fue evidente con respecto a la otra bomba, esto principalmente al alto flujo. La Figura 4.36 muestra que la potencia superó los 5 kW, también se observa una disminución considerable al trabajar con 85°C. La potencia interna incluso alcanzó 5.7 ± 0.1 kW, Figura 4.37. También se muestra el aprovechamiento de calor interno en la Figura 4.38.

4.2.7.6. Coeficiente de operación

De la Figura 4.39 se aprecia que la estabilidad en máximo COP_e se alcanza para temperaturas menores a 22°C y que el máximo obtenido fue de 0.47 ± 0.01 . Si bien el COP disminuyó para esta bomba, la potencia de enfriamiento aumentó considerablemente.

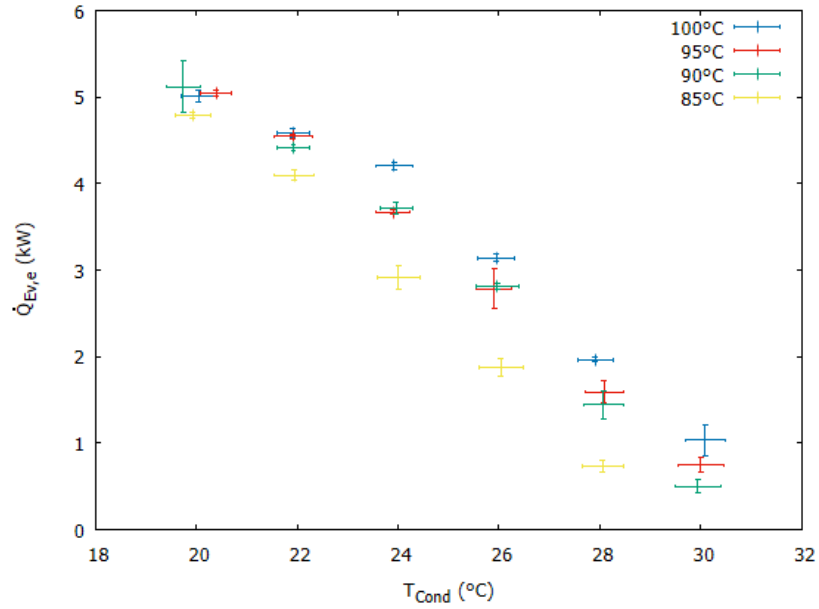


Figura 4.36: Potencia de evaporación externa respecto a la temperatura de condensación. B2

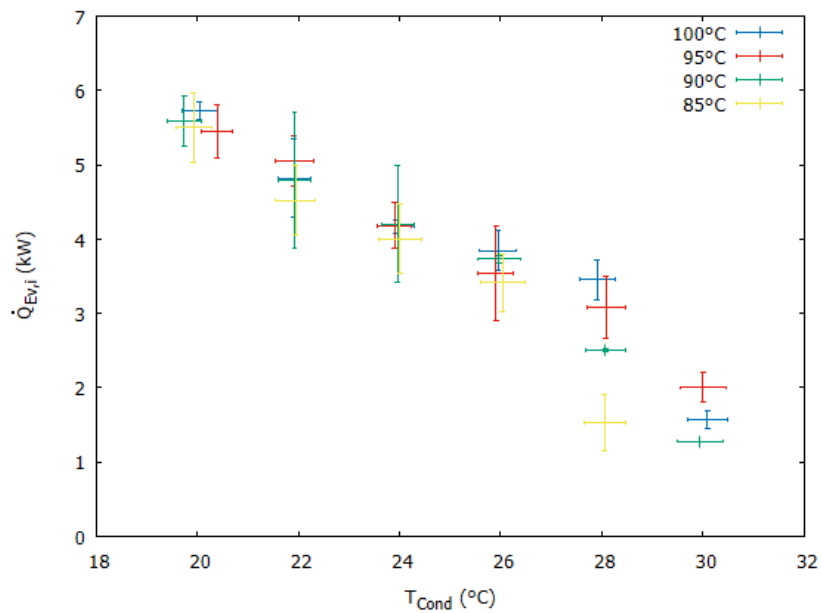


Figura 4.37: Potencia de evaporación interna respecto a la temperatura de condensación. B2

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

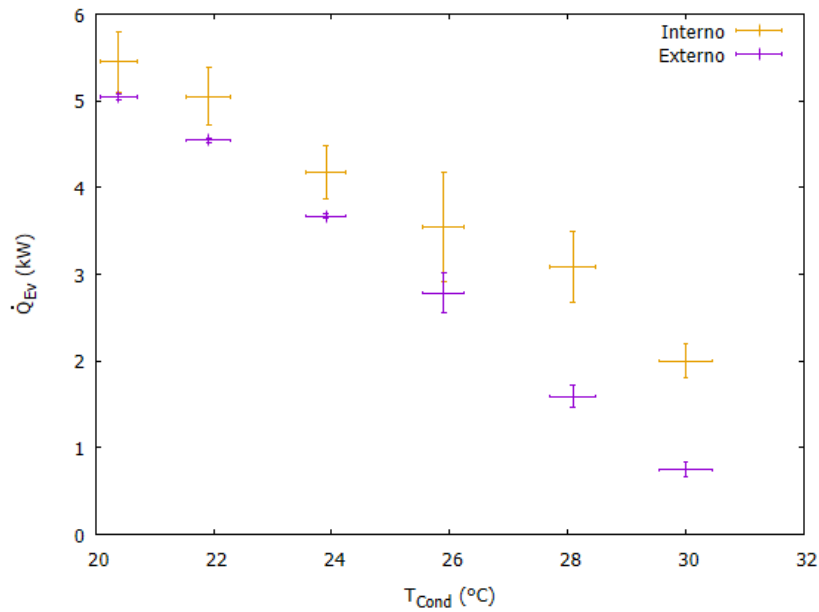


Figura 4.38: Comparación entre la potencia de enfriamiento interna y externa para $T_{Gen} = 95 \pm 0.3^\circ\text{C}$. B2

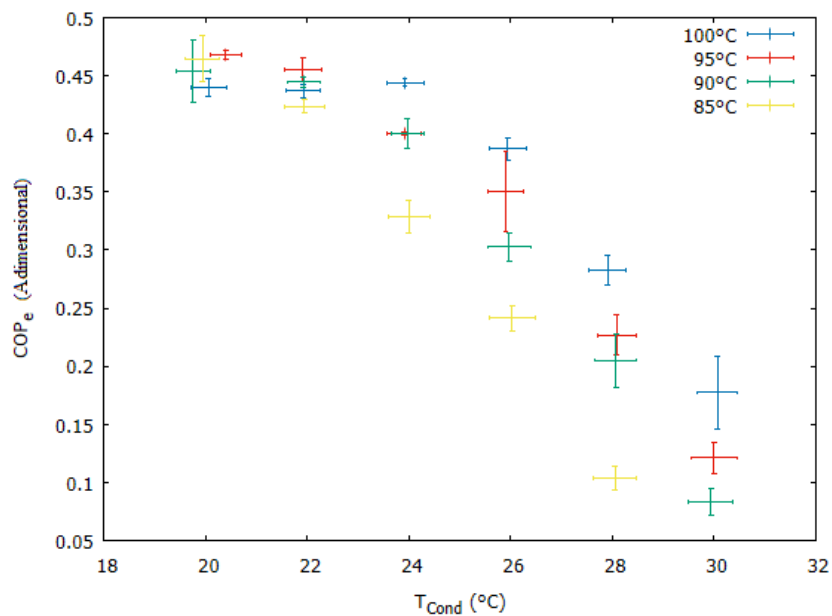


Figura 4.39: Coeficiente de operación externo respecto a la temperatura de condensación. B2

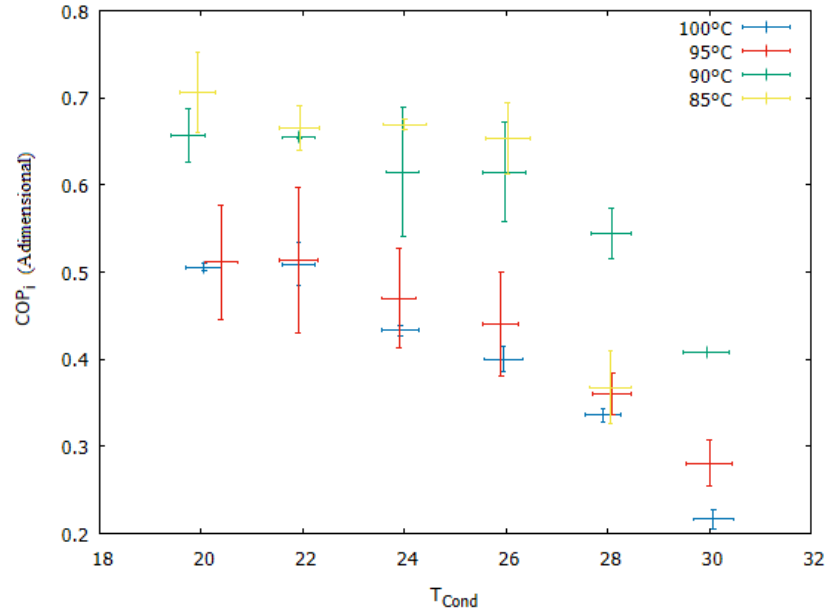


Figura 4.40: Coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación. B2

El comportamiento interno del COP_i fue inverso al esperado, de la Figura 4.40 se deduce que a mayor temperatura mayor es el aprovechamiento de energía ($COP_e \rightarrow COP_i$).

4.2.7.7. COP reversible y eficiencia exergética

Dado el gradual incremento de la T_{Ev} , el COP_r no incrementa aceleradamente al final de la prueba, Figura 4.41. Por su parte, la eficiencia de segunda ley mostrada en la Figura 4.42 deja óptimo alrededor de 24°C de condensación para la mayoría de las temperaturas de generación.

La máxima eficiencia exergética fue de 14.1%. Un análisis por segunda ley hecho por Gomri en 2009 (85) encontró que la eficiencia exergética de los sistemas de simple efecto se encuentra en el rango de [12.5-23.2] % mientras que para sistemas de doble efecto sube a [14.3-25.1] %, además se determinó que el COP se encuentra entre [0.73-0.79] y [1.22-1.42] para simple y doble efecto, respectivamente. Sin embargo, el estudio se realizó para la mezcla $H_2O/LiBr$ por lo cual no es del todo comparable, sólo se muestra como referencia.

4. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CONTROLADA

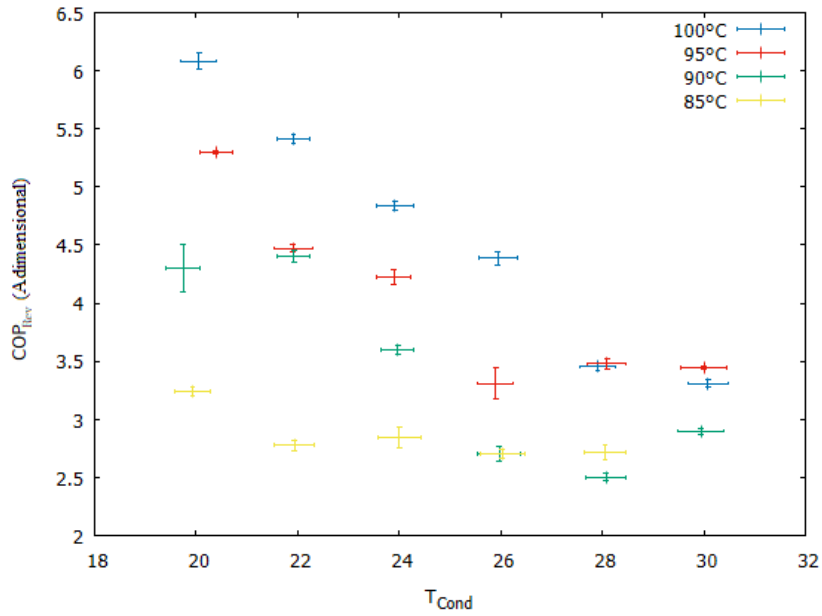


Figura 4.41: Coeficiente reversible respecto a la temperatura de condensación. B1

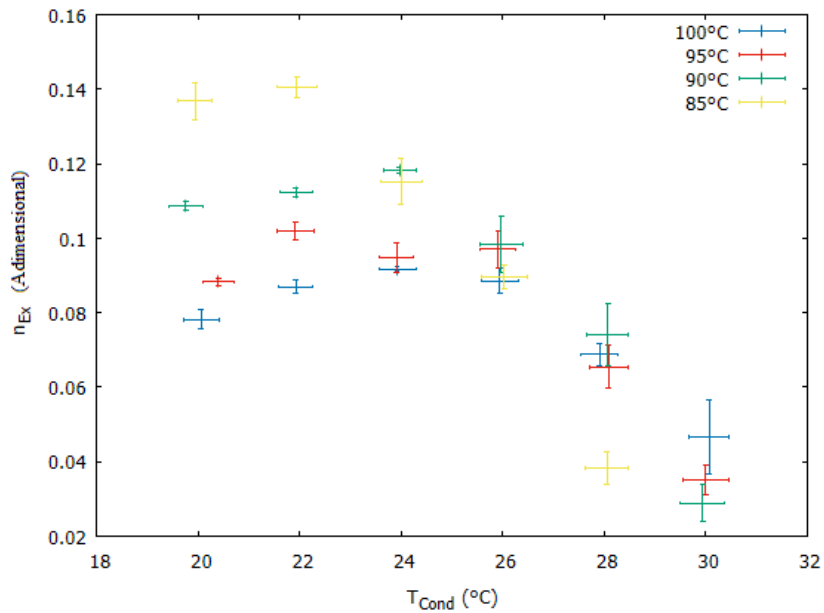


Figura 4.42: Eficiencia exergética respecto a la temperatura de condensación. B2

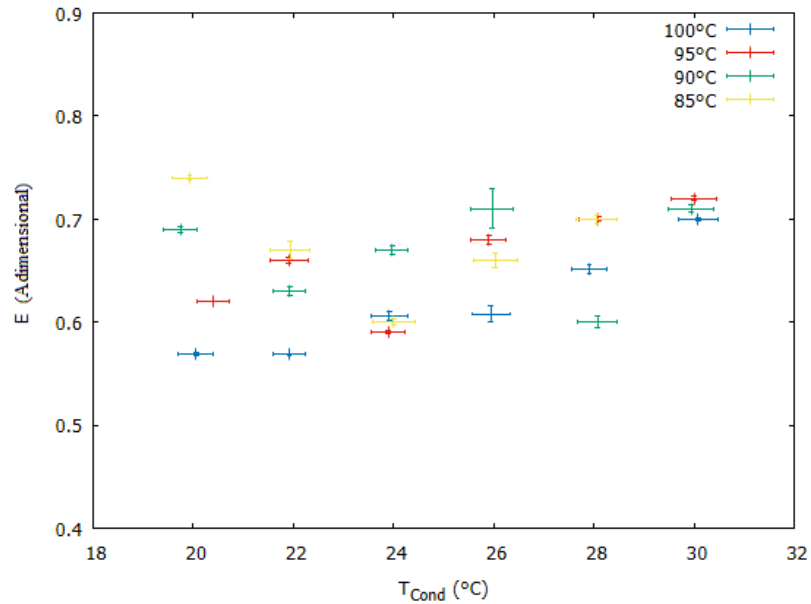


Figura 4.43: Efectivada del economizador respecto a la temperatura de condensación. B2

4.2.7.8. Efectividad

Por último y no menos importante, se muestra la Figura 4.43 con la efectividad del economizador tras mover la válvula de solución diluida a la salida no muestra un comportamiento claro, sin embargo, el promedio evidentemente yace por arriba del obtenido con la válvula a la entrada; 0.6 contra 0.65, respectivamente.

Capítulo 5

Planta demostrativa

El proyecto finalizó con la puesta en marcha de la planta piloto instalada en el Centro de Tecnología Avanzada unidad Querétaro (CIATEQ) en el parque industrial Bernardo Quintana avenida Manantiales 23, Figura 5.1. Fue justamente sobre las oficinas de la entrada donde se montó el sistema.

5.1. Sistemas auxiliares

Se trata de aquellos sistemas que proporcionan los flujos externos al sistema; el sistema de enfriamiento consiste en una torre de enfriamiento y una bomba; el sistema de calentamiento, conformado del banco de colectores, termotanques de almacenamiento y una bomba y, finalmente; el espacio refrigerado constituido por el tanque de almacén, una bomba y una procesadora de aire.

5.1.1. Torre de enfriamiento

Se trata de una torre de la marca Delta T modelo BVR-523-11 fabricada en fibra de vidrio reforzada con poliéster, con un peso de embargue de 65 kg y 171 kg en operación, Figura 5.2. Las dimensiones son 0.61x0.61x1.95 m con una cisterna de 64 litros.

El ventilador, acoplado en lo alto de la torre y con potencia de 0.75 hp, extrae el aire de tal forma que los flujos son inversos es elaborado con acero anticorrosivo. El distribuidor es elaborado de PVC hidráulico con boquillas aspersoras. El corrugado interno, Figura 5.3, es también elaborado con fibra de vidrio.

5. PLANTA DEMOSTRATIVA



Figura 5.1: CIATEQ parque industrial Bernardo Quintana



Figura 5.2: Torre de enfriamiento Delta T



Figura 5.3: Corrugado interno de la torre de enfriamiento Delta T



Figura 5.4: Bomba de agua de enfriamiento

Para un flujo de $20 \frac{L}{min}$ reduce la temperatura de entrada de $40^{\circ}C$ a $28^{\circ}C$ (cuando la temperatura de bulbo húmedo es de $25^{\circ}C$), el flujo máximo es de $132.5 \frac{L}{min}$. Para más detalles de la torre consultar Apéndice A.

Una bomba de 0.75 kW se encargaba de distribuir el agua al condensador y al evaporador. Esta bomba alcanzó un flujo de $47.5 \frac{kg}{min}$ que, aun dividido entre ambos equipos, estuvo por arriba del flujo de diseño (de $20 \frac{kg}{min}$ para cada uno). La bomba es de la marca PEDROLLO modelo CP 620 mostrada en la Figura 5.4.

5.1.2. Sistema de calentamiento

Se cuenta con colectores solares planos de la marca MóduloSolar modelo MAXOL-2.5, Figura 5.5, cuyas características técnicas se muestran en la Tabla 5.1.

5. PLANTA DEMOSTRATIVA



Figura 5.5: Colector solar plano

Área total	2.51 m ²	Temperatura máxima	195°C
Área de apertura	3.21 m ²	Presión de servicio	6 bar
Longitud	2.099 m	Presión máxima	11 bar
Ancho	1.133 m	Capacidad de líquido	2.1 l
Peso	46 kg	Líquido capturador	Agua-Propilenglicol

Tabla 5.1: Características técnicas de los calentadores solares

5.1.2.1. Banco de colectores

El área total de captación es de 62.37 m² dividida en 27 colectores. La distribución de los colectores se ilustra en la Figura 5.6. El banco de captación se conforma de dos series conectadas en paralelo; la *Serie I* con se conforma por los primeros 16 colectores a los que entra el agua y la *Serie II* los 11 últimos.

Para controlar los incrementos de presión se acopló un tanque de expansión de la marca Bell & Gossett modelo HFT, Figura 5.7.

5.1.2.2. Termotanques

Se cuenta con un volumen de almacenamiento de 1514 l dividido en dos tanques de la marca CaloRex modelo ST-200 CX, Figura 5.8. La bomba toma el agua a menor temperatura del fondo del tanque y la descarga, luego de pasar por los

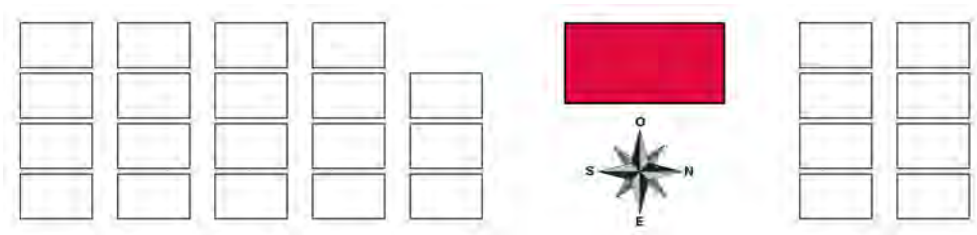


Figura 5.6: Distribución y arreglo de los colectores



Figura 5.7: Tanque de expansión

5. PLANTA DEMOSTRATIVA



Figura 5.8: Termotanques

colectores, en la parte superior. El agua al sistema se toma de la salida más alta ya que en ese punto la temperatura es la mayor, no sólo por convección sino por la descarga de la bomba. Los dos tanques cuentan con un sensor de temperatura colocado a la mitad del tanque.

Ambos se encuentran comunicados de tal suerte que puedan ser operados en serie o en paralelo. Para que el agua llegue al sistema es necesario operarlos en serie, de lo contrario el agua sólo recircula a través de los colectores.

El agua se envía a los colectores con ayuda de una bomba de la marca Grundfos modelo A96083200P118280836, Figura 5.9, cuyo flujo fue de $18 \frac{kg}{min}$.



Figura 5.9: Bomba para el agua caliente

5.1.3. Espacio refrigerado

El sistema enfría el agua de un tanque con capacidad para 1000 l, Figura 5.10, de donde se surtirá agua helada a una enfriadora de aire comercial, Figura 5.11, la cual proporciona confort a una oficina adaptada para 5 personas.



Figura 5.10: Tanque de agua helada

Una bomba de 0.5 kW, de la marca PEDROLLO modelos PK 65, bombeaba el agua al evaporador, esta bomba se muestra en la Figura 5.12. Con esta bomba se obtuvo un flujo de $27 \frac{kg}{min}$ lo cual fue más del doble del alcanzado durante la caracterización.

5. PLANTA DEMOSTRATIVA



Figura 5.11: Procesadora de aire



Figura 5.12: Bomba de agua helada

5.2. Acoplamiento

La tubería, a excepción de la que conecta los colectores solares, es de Polipropileno Copolímero Random (PPR), Figura 5.13, capaz de resistir temperatura de 95°C y presión de hasta 23.5 kPa según las condiciones de trabajo -véase Apéndice B-.



Figura 5.13: Tubería de Polipropileno Copolímero Random

Por su parte, los colectores fueron conectados con tubería de cobre. Toda la línea de agua caliente se encuentra aislada térmicamente.

Las bombas son accionadas desde el panel de control mostrado en la Figura 5.14 desde el cual se podía monitorear la temperatura del agua a la salida de los colectores.

En la Figura 5.15 se observa el sistema instalado en el CIATEQ. En tanto que la Figura 5.16 muestra una vista panorámica de la instalación final. El sistema se encuentra dentro del cuarto blanco donde cuenta con suficiente espacio para la operación y manipulación.

5. PLANTA DEMOSTRATIVA



Figura 5.14: Panel de control de los flujos externos



Figura 5.15: Instalación final del sistema



Figura 5.16: Vista panorámica de la planta piloto

5.3. Resultados de la puesta en marcha

A continuación, se muestra parte de los resultados del día 30 de abril de 2019 al medio día. La Figura 5.17 muestra el comportamiento de las temperaturas a la entrada del sistema; se observa que T_{Cond} responde ligeramente a la disminución en T_{Gen} . Aproximadamente a las 12:18 se conectaron los termotanques en paralelo para evitar que el agua alcance 95°C . En cuanto que la T_{Ev} alcanzó un rango de 15 a 20°C .

5. PLANTA DEMOSTRATIVA

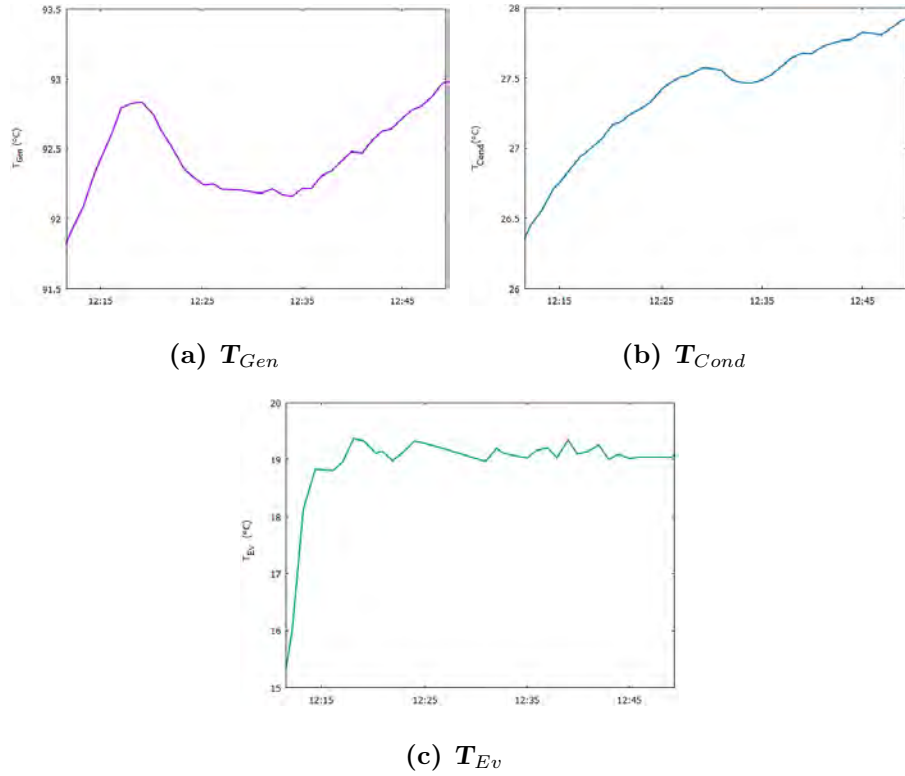


Figura 5.17: Temperatura de los flujos de agua externos, planta piloto

En promedio se obtuvo una producción estable de refrigerante de $59.40 \frac{g}{min}$ que produjo una potencia interna de enfriamiento cercana 1.21 kW, a falta de medidores de flujos externos se considera más exacta la potencia interna que la externa (la cuál estaba aproximadamente 0.5 kW por debajo de la interna según las pruebas controladas). Caso contrario la generación, para la cual se promedió el flujo externo y obtuvo un promedio de 6.14 kW. Todas estas tendencias yacen en la Figura 5.18; la relación entre m_r y \dot{Q}_{Ev} es directa mientras que con \dot{Q}_{Gen} comparten varias tendencias.

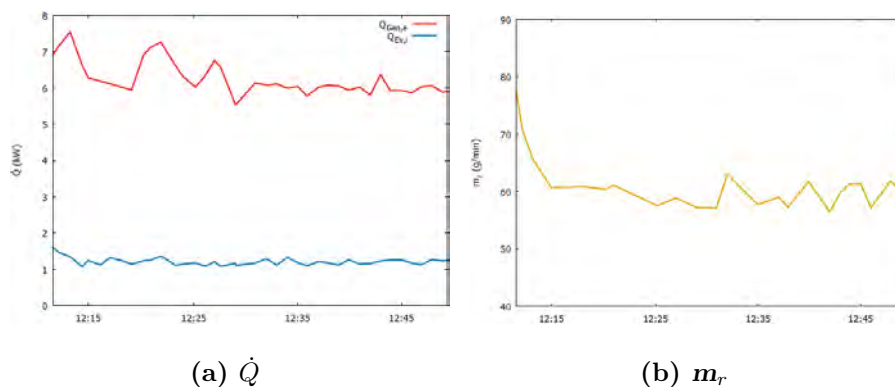


Figura 5.18: Potencias y flujo de refrigerante, planta piloto

Si se considera un COP como el cociente de estos dos calores se obtiene un promedio de 0.2 el cual es bastante bajo considerando el potencial alcanzado en el laboratorio bajo las mismas condiciones.

La torre de enfriamiento no distribuía el agua adecuadamente y, en consecuencia, no disipaba toda la energía. Este problema se vio reflejado en el pronto aumento en la temperatura de condensación-absorción. La temperatura de generación no fue un problema, sin embargo, y por obvias razones, el incremento en la generación (aunado al de la temperatura ambiente) repercutió en el aumento de T_{Cond} .

La presión en el evaporador fue cercana a 4.58 bar al igual que la obtenida en la caracterización, pero la del generador tuvo un promedio de 8.70 bar, muy por debajo a la de laboratorio, lo cual puede ser indicio de falta de amoníaco.

5.4. Protocolos de operación

El sistema depende de un constante suministro de energía, además a falta de automatización es necesario estar atento al buen desempeño del equipo, saber cómo actuar en caso de emergencias, sean simple como el corte de suministro eléctrico hasta el procedimiento en caso de fugas. A continuación, el protocolo de encendido y apagado y un último apartado en caso de emergencias.

5.4.1. Protocolo de arranque

En principio, se considera que todas las válvulas se encuentran cerradas. Algunos de los siguientes pasos pueden realizarse al tiempo o de manera inversa, mas es recomendable seguirlos en este orden:

- Por cuestiones de seguridad los colectores se vacían en cada prueba por lo que antes de encender el sistema se pueden llenar los colectores y cerrar la válvula de retorno para comenzar a calentar esa porción de agua mientras se enciende el sistema, siempre y cuando la radiación no esté por debajo de $400 \frac{W}{m^2}$ aproximadamente ya que podría tener un efecto inverso y enfriar el agua. Si el agua se calentó un día antes tampoco es necesario ya que regularmente amanece arriba de $70^{\circ}C$ y, considerando que el sensor está a la mitad del tanque y no en la parte superior, la temperatura es suficiente para comenzar a calentar el generador.
- Se enciende la computadora y se conecta con el cable del adquisidor antes de abrir el programa -se recomienda conectar siempre en el mismo puerto USB ya que incluso cambiarlo suele dar problemas de comunicación una vez configurada la interfaz con el software-.
- Se encienden las fuentes, el adquisidor y se abre el programa VEE, este regularmente se enciende al final para detectar desde un principio la conexión. A partir de este momento VEE puede comenzar a ejecutarse y comprobar que las mediciones sean congruentes.
- Si algún valor no es consistente debe revisarse que la fuente se encuentre encendida y operando de manera normal, luego de descartar esto se revisa la conexión del sensor, a veces basta con volver a encender los sistemas para que midan de manera correcta. Debe considerarse también la posición de los sensores y si la medición errónea pueda deberse su ubicación en el sistema, por ejemplo; el sensor de baja presión suele marcar mayor presión al inicio debido a que el gas refrigerante de la última puesta en marcha se acumula en este circuito.
- De no haber problemas con los sensores se comienza a encender los sistemas auxiliares.
- Se enciende la bomba de agua al evaporador.
- Si el almacén de la torre no se encuentra bajo de nivel, se enciende la bomba del agua de enfriamiento. Hay una llave de agua cerca en caso de no tener

nivel. El ventilador de la torre se enciende automáticamente al encender la bomba.

- Una vez encendido el enfriamiento se puede absorber de mejor manera el refrigerante acumulado en el evaporador y reducir la presión en este punto, para ello:
 - Se cierra la válvula que va al generador, V_{con} . y la de recirculación al tanque $-V_{r,tanque}$.
 - Se abre la de recirculación al absorbedor $-V_{r,abs}$ y la que lleva al rectificador $-V_{abs,tan}$ en este momento se enciende la bomba y la solución debe estar circulando a través de este circuito a la misma presión
 - Por último, se conecta lentamente el evaporador con el absorbedor a través de la válvula del evaporador al absorbedor $-V_{ev,abs}$ con lo cual se absorbe poco a poco este vapor.
 - Al concluir con la absorción, es decir al volver a alcanzar la presión del medio, se cierra $V_{ev,abs}$.
 - La bomba puede dejarse encendida o apagarse mientras se enciende el resto de los sistemas.
- Se comiza a calentar el generador; los termotanques se conectan y se enciende la bomba. Si en algún momento la temperatura del agua rebasa los 95°C se conectan en paralelo, al mezclarse con el resto del agua bajará rápidamente su temperatura.
- Regulados y controlados los flujos externos se abre la circulación hacia el generador, es decir, la válvula a la entrada al rectificador $-V_{con}$ y la de entrada al generador $-V_{gen}$. También se abre la válvula de solución diluida a la salida del economizador $-V_{dil}$.
- Con esto el sistema comienza a generar el diferencial de presiones y a medida que aumenta la temperatura del generador se produce el refrigerante.
- Una vez que se estabiliza la temperatura de generación se abre el circuito del refrigerante; $V_{rec,cond}$, V_{cor} , V_{exp} y $V_{ev,abs}$.

El tiempo cada paso en este orden debe bastar para alcanzar el equilibrio por lo que al tener completo el circuito debe comenzar a registrarse potencia de enfriamiento. Sin embargo, los primeros estados de equilibrio pueden aparecer hasta luego de una hora desde que comienza el proceso.

5.4.2. Protocolo de paro

El proceso termina cuando la temperatura del medio no permite producir más refrigerante. Lo cual se refleja directamente en la potencia de enfriamiento. También se debe revisar el estado de la bomba ya que puede sobrecalentarse y, si no tiene protección automática, puede dañarse gravemente.

A continuación, los pasos a seguir para detener el sistema de refrigeración; al igual que el encendido no es necesario seguir de manera estricta el orden aquí planteado, sin embargo, se recomienda que así sea:

- Se detiene el suministro de energía en el generador:
 - Si la radiación es mayor a $700 \frac{W}{m^2}$, aproximadamente, se conectan en paralelo para calentar hasta $95^{\circ}C$ y almacenar esa energía.
 - De no ser así, sólo se apaga la bomba.
 - Independientemente de si se desea calentar el agua o no, al final se deben vaciar los colectores; la *Serie I* se vacía por gravedad, pero de la *Serie II* es necesario abrir las válvulas de drenado para evitar hervir el agua restante y que se accionen las válvulas de seguridad.
- Se detiene y cierra el programa VEE.
- Se renombra el archivo obtenido, de no renombrarse el siguiente archivo se escribirá al final de esta última versión. Los datos se conservan y se identifican fácilmente por las etiquetas de fecha y hora colocadas en la primera columna, sin embargo, es más cómodo tener separados los archivos correspondientes a varias puestas en marcha.
- Se apagan las fuentes de voltaje directo, el adquisidor y, si se desea, la computadora.
- Se cierra $V_{rec,cond}$.
- Se deja enfriar el equipo para lo cual se sigue de dejar actuar durante aproximadamente 20 minutos, este paso no es necesario, pero puede considerarse, durante este tiempo se abre la $V_{gen,tanque}$ ya que la presión del generador baja y la solución ya no es capaz de bajar por la V_{dil} .
- Se cierran V_{exp} y $V_{ev,abs}$.

- Se desconecta la bomba y se cierra V_{dil} . Si se desea bajar la solución al tanque y absorbedor se puede dejar abierta $V_{gen,tanque}$ hasta que el generador se vacíe.
- Se apagan el resto de los sistemas auxiliares y con ello se termina el proceso, las válvulas que se dejan abiertas pueden permanecer así.
- En caso de emergencia se desconecta la bomba y se cierra $V_{rec,cond}$ y $V_{ev,abs}$; si se trata de una fuga grave basta, de ser posible, con apagar la bomba y el suministro de calor.

Capítulo 6

Conclusiones

Este último capítulo se divide en tres secciones, en la primera se exponen los principales resultados tanto de la evaluación a condiciones controladas como en la planta piloto a condiciones ambientales. La siguiente sección consiste en las mejoras al sistema las cuales representarían un mejor desempeño o evaluación de la planta piloto en general. Finalmente, se lista la gama de posibles estudios a futuro con el mismo sistema de refrigeración.

6.1. Conclusiones

- De los resultados y la puesta en marcha se concluye que se cumplieron todos los objetivos inicialmente planteados.
- Se operó un sistema de refrigeración por absorción con dos bombas de diferentes características para observar el comportamiento del sistema con cada una de ellas.

De la evaluación a condiciones controladas se obtuvieron los siguientes resultados:

- Con la bomba Marathon Electric los resultados fueron los siguientes:
 - Se alcanzó una temperatura de evaporación mínima de 6.9°C cuando se operó a 90.0°C de generación y 19.8°C de condensación. Este mínimo aumentaba con T_{Gen} y T_{Cond} .
 - La potencia externa de evaporación alcanzó 3.15 kW a 100.0°C de generación y 20.3°C de condensación. Su valor decaía con disminuciones a T_{Gen} y aumentos de T_{Cond} .

6. CONCLUSIONES

- En cuanto al coeficiente de operación externo alcanzó un máximo de 0.50 con 100.0°C de generación y 20.3°C de condensación.
- La tendencia de estos resultados fue similar para la bomba Milton Roy de la cual se resaltan los siguientes resultados:
 - La mínima temperatura de evaporación fue de 4.1°C cuando se operó a 85.1°C de generación y 19.9°C de condensación.
 - En este caso se alcanzó una potencia de evaporación externa de 5.12 kW a 100.0°C de generación y 20.1°C de condensación.
 - En cuanto al coeficiente de operación externo alcanzó un máximo de 0.47 con 100.0°C de generación y 20.1°C de condensación.
- El incremento en la potencia se debe a que la bomba Milton Roy alcanzó flujos de solución máximos de $4.5 \frac{kg}{min}$ mientras que la Marathon Electric apenas llegó a $2.5 \frac{kg}{min}$.
- Ambas bombas alcanzaron, e incluso superaron, la potencia interna de diseño (3.5 kW).
- La máxima eficiencia exergética fue de 14.1 %.
- Situar la válvula de solución diluida a la salida del economizador resultó en una efectividad de 0.65 comparada al 0.6 obtenida al colocarla a la entrada.

De la evaluación a condiciones ambientales se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- El banco de colectores parece ser suficiente para suministrar el requerimiento de energía ya que mantiene el agua a temperaturas mayores de 90°C durante varias horas. Sin embargo, a falta de flujómetros externos es difícil determinar con precisión la potencia de generación entregada.
- Debido a problemas con la torre de enfriamiento, el calor no se disipaba en su totalidad, lo cual provocó que se operase constantemente en los límites permitidos.
- La baja potencia de evaporación alcanzada en la planta piloto, en comparación con los resultados de la evaluación controlada, confirman la falta de amoníaco.
- Los flujómetros Omega presentaron problemas así que no fue posible determinar la potencia interna de generación.

6.2. Recomendaciones

- Instalar resistencias eléctricas en el sistema de calentamiento como respaldo.
- Cambiar la tubería de PPR por cobre o algún metal de modo que se pueda elevar la presión y la temperatura en el sistema.
- Mejorar el aislamiento del equipo y de las tuberías de agua caliente y helada.
- Colocar intercambiadores de calor entre el sistema y los flujos externos ya que el acero al cabrón tiende a contaminar el agua.
- Colocar mirillas a los termostatos para evitar que la bomba se quede sin fluido a la entrada.
- Adaptar el encendido de la bomba fuera del cuarto de operación para poder apagarla en caso de emergencia.
- Instrumentar el campo de colectores y mejorar la instrumentación del sistema.
- Desarrollar un sistema de control y automatización del sistema.
- Contar con el material de seguridad pertinente en caso de fugas (goggles y mascarillas).
- Cuidar constantemente el desempeño y temperatura de la bomba, de ser posible ventilarla.
- Aumentar el lapso para evaluación para reducir la incertidumbre.

6.3. Estudios a futuro

- Realizar análisis exergético por componentes y minimizar así la pérdida de energía.
- Estudiar los cambios de presión ya que en cada componente y de uno a otro ya que la caída de presión del evaporador al absorbedor implica disminución en el coeficiente de rendimiento. Actualmente, el sistema sólo cuenta con dos medidores de presión.

6. CONCLUSIONES

- El objetivo de la tesis fue la puesta en marcha de la planta piloto, sin embargo, debido a retrasos en la instalación de la planta y a problemas técnicos durante la operación final, fue imposible corroborar los resultados experimentales. Una vez solucionadas estas fallas vale la pena realizar la validación en condiciones ambientales.
- Con el análisis de la planta, desarrollar correlaciones para la potencia de enfriamiento dadas las condiciones de entrada de los flujos de agua.
- Evaluar el equipo de refrigeración con otras concentraciones de amoniaco.
- Evaluar otras mezclas de trabajo desde las más comunes como agua/bromuro de litio hasta las menos conocidas siempre y cuando el diseño lo permita.
- Hacer un análisis económico de la planta piloto para determinar la rentabilidad al operar con la mezcla actual y las demás posibles.
- La experimentación se limitó a la generación que permitiese condensar a mínimo de 26°C, sin embargo, no se determinó si ésta fue la mínima temperatura de generación y en consecuencia la mínima de evaporación. El chiller auxiliar permitiría, entre otras cosas, determinar estos resultados.
- Hacer el análisis de variación de flujo en el *bypass* del rectificador.
- Adaptar el sistema para operar en doble efecto y ampliar con ello el rango de investigación permisible hasta ahora.

Apéndice A

Especificaciones de la torre

CARACTERÍSTICAS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	
MARCA:	DELTA T
MODELO:	BVR-524-1.0
TIPO:	CONTRAFLUJO
CONDICIONES DE DISEÑO	
FLUJO	20 GPM (35 gal/min MAX.)
TEMP. DE ENTRADA:	40°C (104°F)
TEMP. DE SALIDA:	28°C (82.4°F)
TEMP. DE BULBO HÚMEDO:	25°C (77°F)
Q=CARGA TÉRMICA TOTAL	536,537.78 BTU/h.
ESPECIFICACIONES GENERALES	
CANTIDAD DE CELDAS	UNA
DIMENSIONES (L X W X H)	610 X 610 X 1980 mm
PESO DE EMPAQUE	53 kg
PESO EN OPERACIÓN	145 kg
EQUIPO MECÁNICO	
DIAMETRO DE ABANICOS	16 in / 406 mm
MODELO Y FABRICANTE	MOD. 16T/ DELTA T
MATERIAL DE ASPAS	ALUMINIO
MATERIAL DE MASA	ACERO
VELOCIDAD	1750 RPM
B.H.P.	0.6
MOTOR	Siemens o similar
TIPO	T.C.C.V.E.
VELOCIDAD Y H.P.	1750 RPM / 1.0 H.P.
Continúa en la siguiente página	

A. ESPECIFICACIONES DE LA TORRE

Continuación de la tabla	
CARACT. DEL MOTOR	3 A.C. 60Hz 220/440V
FRECUENCIADOR	No Requiere
CONEXIONES DE AGUA	
ENTRADA	2 in
SALIDA	2 in
SOBREFLUJO	1 in
REPOSICIÓN	$\frac{3}{4}$ in
DRENAJE	1 in
MATERIALES	
TORNILLOS, TUERCAS Y RONDANAS	ACERO INOXIDABLE T-304
ESTRUCTURA PARA VENTILADOR	ACERO C/ ANTICORROSIVO
RELLENO Y ELIMINADOR	PVC TERMOFORMADO
TUBERIA	PVC HIDRÁULICO
ESTRUCTURA DEL TORRE	FIBRA DE VIDRIO
Fin de la tabla	

PRECIO 39,500.00 MXN

Apéndice B

Relación de presión máxima y
temperatura para la tubería de PPR

Temperatura (°C)	Servicio continuo (Años)	Presión máxima (kg/cm ²)
20	1	24.1
	5	22.4
	10	21.7
	25	21.1
	50	20.7
30	1	20.5
	5	19.2
	10	18.8
	25	18.1
	50	17.7
40	1	17.7
	5	16.6
	10	16.2
	25	15.6
	50	14.7
50	1	15.1
	5	14.3
	10	13.9
	25	12.8
	50	11.7
60	1	13.2
	5	12.2
60	Continúa en la siguiente página	

B. RELACIÓN DE PRESIÓN MÁXIMA Y TEMPERATURA PARA LA TUBERÍA DE PPR

Continuación de la tabla		
Temperatura (°C)	Servicio continuo (Años)	Presión máxima (kg/cm ²)
	10	11.5
	25	9.8
	50	8.7
70	1	10.7
	5	9.6
	10	8.5
	25	7.3
	30	7.0
80	1	10.9
	5	6.9
	10	6.3
	15	5.9
95	1	6.1
	5	4.6
Fin de la tabla		

Bibliografía

- [1] “Variación en temperatura global,” tech. rep., Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales, 2018.
- [2] ONU, “Emissions Gap Report,” tech. rep., United Nations Environment Programme, 2018.
- [3] J. Gütschow, M. L. Jeffery, R. Gieseke, R. Gebel, D. Stevens, M. Krapp, and M. Rocha, “The PRIMAP-hist national historical emissions time series,” *Earth System Science Data*, vol. 8, no. 2, pp. 571–603, 2016.
- [4] “Renewable capacity statistics,” tech. rep., International Renewable Energy Agency, 2019.
- [5] “World Energy Resources,” tech. rep., World Energy Council, 2016.
- [6] “The Power to Change: Solar and Wind Cost Reduction Potential to 2025,” tech. rep., International Renewable Energy Agency, 2016.
- [7] “BP Statistical Review of World Energy,” tech. rep., British Petroleum, 2018.
- [8] “World Energy Balances,” tech. rep., International Energy Agency, 2018.
- [9] “Global Trends in Renewable Energy Investment,” tech. rep., Frankfurt School – UNEP Collaborating Centre for Climate & Sustainable Energy Finance, 2018.
- [10] “Balance Nacional de Energía,” tech. rep., Secretaría de Energía, 2017.
- [11] “Porcentaje de población que cuenta con el servicio de energía eléctrica en su hogar. Derecho al medio ambiente sano. Capacidades estatales.,” tech. rep., Instituto Nacional de Estadística y Geografía, 2015.

BIBLIOGRAFÍA

- [12] “FIDE Eficiencia Energética,” *Materiales magnéticos buscan cambiar el ciclo de refrigeración*, p. 64, 2018.
- [13] F. R. R. Chavolla, “FIDE Eficiencia Energética,” *R32 + Compresor Inverter: Proyecto Demostrativo De Eficiencia Energética En Aire Acondicionado*, pp. 14–23, 2018.
- [14] “Estudio del impacto de medidas y políticas de eficiencia energética en los sectores de consumo, sobre el balance de energía y sobre los escenarios de emisiones de gases de efecto invernadero en el corto y mediano plazo,” tech. rep., INECC y PNUD, 2010.
- [15] O. d. B. Rodríguez, “FIDE Eficiencia Energética,” *Cumplimiento con la NOM-020-ENER-2011 utilizando diferentes tecnologías en la envolvente sin inversión adicional*, pp. 15–19, 2016.
- [16] “Aparatos y espacios que consumen más energía,” tech. rep., Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía.
- [17] E. Ávila-García, “FIDE Eficiencia Energética,” *Concluye exitosamente el programa ahórrate una luz*, pp. 5–13, 2018.
- [18] A. Andrei-Carsteanu, A. A. Rendón-Peña, and J. A. Guzmán-Sanluis, “FIDE Eficiencia Energética,” *Proyección del número de refrigeradores con antigüedad mayor a 15 años existentes en México*, pp. 10–17, 2017.
- [19] “Recomendación estratégica sobre tecnologías y subsectores como orientación para sustentar acciones de eficiencia energética en el sector PyME.,” tech. rep., SEMARNAT-GIZ, Ciudad de México, 2012.
- [20] Y. Pulido-Saldaña, “FIDE Eficiencia Energética,” *NOM-026-ENER-2015: Eficiencia energética en acondicionadores de aire Inverter*, pp. 22–27, 2016.
- [21] M. J. Molina and F. S. Rowland, “Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone,” *Nature*, vol. 249, pp. 810–812, 1974.
- [22] “Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono,” 2006.
- [23] H. Yin, M. Qu, and D. H. Archer, “Model based experimental performance analysis of a microscale LiBr–H₂O steam-driven double-effect absorption Chiller,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 13, pp. 1741–1750, 2010.

-
- [24] D. Mugnier and U. Jakob, “Status of solar cooling in the World: Markets and available products,” *Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment*, vol. 4, no. 3, pp. 229–234, 2015.
- [25] “Solar Heating and Cooling,” tech. rep., International Energy Agency, Francia, 2012.
- [26] Z. H. Ayub, T. S. Khan, S. Salam, K. Nawaz, A. H. Ayub, and M. Khan, “Literature survey and a universal evaporation correlation for plate type heat exchangers,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 99, pp. 408–418, mar 2019.
- [27] J. Cerezo, R. Best, M. Bourouis, and A. Coronas, “Comparison of numerical and experimental performance criteria of an ammonia–water bubble absorber using plate heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 3379–3386, aug 2010.
- [28] D. Triché, S. Bonnot, M. Perier-Muzet, F. Boudéhenn, H. Demasles, and N. Caney, “Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 111, pp. 374–385, aug 2017.
- [29] S. Kaushik, S. Rao, and R. Kumari, “Dynamic simulation of an aqua-ammonia absorption cooling system with refrigerant storage,” *Energy Conversion and Management*, vol. 32, pp. 197–206, jan 1991.
- [30] I. Dincer, “On thermal energy storage systems and applications in buildings,” *Energy and Buildings*, vol. 34, pp. 377–388, may 2002.
- [31] S. A. Said, M. A. El-Shaarawi, and M. U. Siddiqui, “Alternative designs for a 24-h operating solar-powered absorption refrigeration technology,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 1967–1977, nov 2012.
- [32] M. El-Shaarawi, S. Said, and F. Siddiqui, “Unsteady thermodynamic analysis for a solar driven dual storage absorption refrigeration cycle in Saudi Arabia,” *Solar Energy*, vol. 110, pp. 286–302, dec 2014.
- [33] S. Said, K. Spindler, M. El-Shaarawi, M. Siddiqui, F. Schmid, B. Bierling, and M. Khan, “Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 62, pp. 222–231, feb 2016.
- [34] B. H. Gebreslassie, G. Guillén-Gosálbez, L. Jiménez, and D. Boer, “A systematic tool for the minimization of the life cycle impact of solar assisted absorption cooling systems,” *Energy*, vol. 35, pp. 3849–3862, sep 2010.
-

BIBLIOGRAFÍA

- [35] A. Buonomano, F. Calise, and A. Palombo, “Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/thermal solar collectors: Modelling and simulation,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 1874–1908, feb 2018.
- [36] A. M. Abed, M. Alghoul, K. Sopian, H. S. Majdi, A. N. Al-Shamani, and A. Muftah, “Enhancement aspects of single stage absorption cooling cycle: A detailed review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 77, pp. 1010–1045, sep 2017.
- [37] M. Ozgoren, M. Bilgili, and O. Babayigit, “Hourly performance prediction of ammonia–water solar absorption refrigeration,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 40, pp. 80–90, jul 2012.
- [38] A. M. Abed, M. Alghoul, and K. Sopian, “Performance evaluation of flash tank-absorption cooling cycle using two ejectors,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 101, pp. 47–60, may 2016.
- [39] A. M. Abed, K. Sopian, M. Alghoul, H. S. Majadi, and A. N. Al-Shamani, “Experimental evaluation of single stage ejector-absorption cooling cycle under different design configurations,” *Solar Energy*, vol. 155, pp. 130–141, oct 2017.
- [40] A. Moaleman, A. Kasaeian, M. Aramesh, O. Mahian, L. Sahota, and G. Nath Tiwari, “Simulation of the performance of a solar concentrating photovoltaic-thermal collector, applied in a combined cooling heating and power generation system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 160, pp. 191–208, mar 2018.
- [41] F. Boudéhen, H. Demasles, J. Wytttenbach, X. Jobard, D. Chèze, and P. Papillon, “Development of a 5 kW Cooling Capacity Ammonia-water Absorption Chiller for Solar Cooling Applications,” *Energy Procedia*, vol. 30, pp. 35–43, jan 2012.
- [42] M. Mehrpooya, B. Ghorbani, and S. S. Hosseini, “Thermodynamic and economic evaluation of a novel concentrated solar power system integrated with absorption refrigeration and desalination cycles,” *Energy Conversion and Management*, vol. 175, pp. 337–356, nov 2018.
- [43] C. Somers, M. O. Science, and C. M. Somers, “Modeling absorption chillers in ASPEN,” 2009.
- [44] K. E. Herold, R. Radermacher, and A. K. Sanford, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. Estados Unidos de América: CRC Press, 1ra ed., 1996.

- [45] J. Fernández-Seara, A. Vales, and M. Vázquez, “Heat recovery system to power an onboard NH₃-H₂O absorption refrigeration plant in trawler chiller fishing vessels,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, pp. 1189–1205, dec 1998.
- [46] D. Wu, A. Juando, T. Roskilly, and G. Tian, “Internationalconference on applied energy,” in *Development of ship engine heat drivenabsorption refrigeration and cooling storage system.*, (Pretoria, South Africa), p. 15, 2013.
- [47] W. Salmi, J. Vanttola, M. Elg, M. Kuosa, and R. Lahdelma, “Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 115, pp. 501–516, mar 2017.
- [48] V. Mei, S. K. Chaturvedi, and Z. Lavan, “Truck exhaust gas-operated absorption refrigeration system.,” in *ASHRAE Transactions*, vol. 85, pp. 66–76, 1979.
- [49] K. S. AlQdah, “Performance and Evaluation of Aqua Ammonia Auto Air Conditioner System Using Exhaust Waste Energy,” *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 467–476, jan 2011.
- [50] B. Tesha, *Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant. tesis de maestría*. PhD thesis, United Nations University, 2009.
- [51] N. Bouaziz, R. Ben Iffa, L. Kairouani, S. Chikh, and R. Bennacer, “Performance of a Water Ammonia Absorption System Operating at Three Pressure Levels,” in *Diffusion in Solids and Liquids VI*, vol. 312 of *Defect and Diffusion Forum*, pp. 947–952, Trans Tech Publications Ltd, 2011.
- [52] M. S. Khan, T. S. Khan, M.-C. Chyu, and Z. H. Ayub, “Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 30 chevron plate heat exchanger,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 1757–1765, sep 2012.
- [53] T. S. Khan, M. S. Khan, M.-C. Chyu, and Z. H. Ayub, “Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 60 chevron plate heat exchanger,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 336–348, mar 2012.
- [54] M. S. Khan, T. S. Khan, M.-C. Chyu, and Z. H. Ayub, “Evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a mixed configuration chevron plate heat exchanger,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 41, pp. 92–102, may 2014.

BIBLIOGRAFÍA

- [55] J. Cerezo, *Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. PhD thesis, Universitat Rovira I Virgili, 2006.
- [56] J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallès, A. Coronas, and R. Best, “Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1005–1011, apr 2009.
- [57] H. Arima, A. Okamoto, and Y. Ikegami, “Local boiling heat transfer characteristics of ammonia/water binary mixture in a vertical plate evaporator,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 648–657, may 2011.
- [58] A. Goyal, M. A. Staedter, D. C. Hoysall, M. J. Ponkala, and S. Garimella, “Experimental evaluation of a small-capacity, waste-heat driven ammonia-water absorption chiller,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 79, pp. 89–100, jul 2017.
- [59] P. Soto, *Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción enfriado por aire operando con diversas mezclas refrigerante-absorbente y diseño y puesta en marcha de dos plantas demostrativas en México*. PhD thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, 2019.
- [60] J. Hernández-Magallanes, L. Domínguez-Inzunza, G. Gutiérrez-Urueta, P. Soto, C. Jiménez, and W. Rivera, “Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture,” *Energy*, vol. 78, pp. 685–692, dec 2014.
- [61] L. Domínguez-Inzunza, J. Hernández-Magallanes, P. Soto, C. Jiménez, G. Gutiérrez-Urueta, and W. Rivera, “Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 103, pp. 1105–1111, jun 2016.
- [62] U. Jakob, K. Spiegel, and W. Pink, “9th International IEA Heat Pump Conference,” in *Development and experimental investigation of a novel 10 kw ammonia/water absorption chiller*, (Zurich, Suiza), p. 8, 2008.
- [63] R. Wang, T. Ge, C. Chen, Q. Ma, and Z. Xiong, “Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 638–660, jun 2009.
- [64] M. M. A. Khan, N. I. Ibrahim, R. Saidur, I. Mahbubul, and F. A. Al-Sulaiman, “Performance assessment of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system with storage units,” *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 316–328, oct 2016.

- [65] F. Boudéhenn, S. Bonnot, H. Demasles, F. Lefrançois, M. Perier-Muzet, and D. Triché, “Development and Performances Overview of Ammonia-water Absorption Chillers with Cooling Capacities from 5 to 100 kW,” *Energy Procedia*, vol. 91, pp. 707–716, jun 2016.
- [66] J. Koehler, W. J. Tegethoff, D. Westphalen, and M. Sonnekalb, “Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases,” *Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 333–340, jun 1997.
- [67] A. A. Manzela, S. M. Hanriot, L. Cabezas-Gómez, and J. R. Sodré, “Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system,” *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1141–1148, apr 2010.
- [68] M. I. S. ADJIBADE, A. THIAM, C. AWANTO, and D. AZILINON, “Experimental analysis of diffusion absorption refrigerator driven by electrical heater and engine exhaust gas,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 10, pp. 255–261, sep 2017.
- [69] W. I. Aly, M. Abdo, G. Bedair, and A. Hassaneen, “Thermal performance of a diffusion absorption refrigeration system driven by waste heat from diesel engine exhaust gases,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 621–630, mar 2017.
- [70] J. Ni, J. H. Gu, and J. Shen, “Simulation and experimental investigation of ammonia-water absorption ice-making system for ships,” *Fluid Machinery*, vol. 39, no. 2, pp. 52–57, 2011.
- [71] Z. Lu and R. Wang, “Experimental performance study of sorption refrigerators driven by waste gases from fishing vessels diesel engine,” *Applied Energy*, vol. 174, pp. 224–231, jul 2016.
- [72] H. Yuan, J. Zhang, X. Huang, and N. Mei, “Experimental investigation on binary ammonia–water and ternary ammonia–water–lithium bromide mixture-based absorption refrigeration systems for fishing ships,” *Energy Conversion and Management*, vol. 166, pp. 13–22, jun 2018.
- [73] A. Madrid, *Energías Renovables (Fundamentos, Tecnologías y Aplicaciones)*. España: AMV EDICIONES, 1ra ed., 2009.
- [74] J. M. Smith, H. C. Van Ness, and M. M. Abbott, *Introducción a la termodinámica en ingeniería química*. Ciudad de México: McGraw-Hill, 7ma ed., 2007.

BIBLIOGRAFÍA

- [75] R. J. Dossat, *Principles of refrigeration*. Estados Unidos de América: Prentice hall, 3ra ed., 1991.
- [76] R. Miller, M. M. Richard, and E. P. Anderson, *Air conditioning home & comercial*. Estados Unidos de América: Wiley Publishing, 5ta ed., 2004.
- [77] E. G. Hernández, *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. Ciudad de México: Limusa, 1ra ed., 1973.
- [78] B. H. Jennings and S. R. Lewis, *Air Conditioning and Refrigeration*. Pensilvania: International textbook company, 4ta ed., 1958.
- [79] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, “A review of absorption refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, 2001.
- [80] E. G. Pita, *Air conditioning principles and systems: an energy approach*. Estados Unidos de América: Wiley, 1ra ed., 1981.
- [81] S. P. Verma, L. Díaz-González, J. A. Pérez-Garza, and M. Rosales-Rivera, “Quality control in geochemistry from a comparison of four central tendency and five dispersion estimators and example of a geochemical reference material,” *Arabian Journal of Geosciences*, vol. 9, no. 20, p. 740, 2016.
- [82] S. P. Verma, M. Rosales-Rivera, L. Díaz-González, and A. Quiroz-Ruiz, “Improved composition of Hawaiian basalt BHVO-1 from the application of two new and three conventional recursive discordancy tests.,” *Turkish Journal of Earth Sciences*, vol. 26, no. 5, pp. 331–353, 2017.
- [83] M. Rosales-Rivera, L. Díaz-González, and S. P. Verma, “Evaluation of nine USGS reference materials for quality control through Univariate Data Analysis System, UDASys3,” *Arabian Journal of Geosciences*, vol. 12, no. 2, p. 40, 2019.
- [84] J. Pátek and J. Klomfar, “Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 4, pp. 228–234, 1995.
- [85] R. Gomri, “Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems,” *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 1279–1287, may 2009.