



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

EVALUACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR  
POR ABSORCIÓN Y SU OPTIMIZACIÓN MEDIANTE EL  
MÉTODO DE ANÁLISIS EXERGÉTICO

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:

GUADALUPE MORENO QUINTANAR

TUTOR PRINCIPAL:

DR. VICTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA  
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES, UNAM

MÉXICO, 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. Wilfrido Rivera Gómez Franco

Secretario: Dr. Octavio García Valladares

1<sup>er.</sup> Vocal: Dr. Victor Hugo Gómez Espinosa

2<sup>do.</sup> Vocal: Dr. Nicolas Velázquez Limón

3<sup>er.</sup> Vocal: Dr. Adrián Vidal Santo

Lugar donde se realizó la tesis:

Instituto de Energías Renovables, UNAM

Temixco Morelos

**TUTOR DE TESIS**

DR. VICTOR HUGO GÓMEZ ESPINOSA

---

**FIRMA**

---

# Contenido

<b>Lista de Figuras</b>	<b>VII</b>
<b>Lista de Tablas</b>	<b>XI</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>XIII</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Introducción . . . . .	2
1.2. Antecedentes . . . . .	2
1.3. Estado del arte . . . . .	2
1.3.1. Propiedades de las mezclas . . . . .	3
1.3.2. Análisis exergético a ciclos de refrigeración por absorción . . . . .	5
1.3.3. Análisis de exergía a sistemas que usan energía solar . . . . .	6
1.4. Motivación/Justificación . . . . .	7
1.5. Objetivos . . . . .	8
1.5.1. General . . . . .	8
1.5.2. Específicos . . . . .	8
1.6. Descripción de la tesis . . . . .	8
<b>2. Marco teórico</b>	<b>11</b>
2.1. Introducción . . . . .	12
2.2. La primera ley de la termodinámica . . . . .	12
2.3. La segunda ley de la termodinámica . . . . .	13

---

---

2.4.	Ecuación de balance de exergía . . . . .	14
2.5.	Teorema de Gouy-Stodola . . . . .	16
2.6.	Exergía . . . . .	17
2.6.1.	Exergía asociada al trabajo . . . . .	18
2.6.2.	Exergía asociada a la transferencia de calor . . . . .	18
2.6.3.	Exergía asociada a la transferencia de masa . . . . .	19
2.6.4.	Resumen . . . . .	22
2.7.	Refrigeración . . . . .	22
2.7.1.	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	23
2.7.2.	Ciclo de refrigeración por absorción . . . . .	24
2.7.3.	Refrigeración por absorción con GAX . . . . .	28
2.8.	Fluidos de trabajo . . . . .	29
<b>3.</b>	<b>Método</b>	<b>33</b>
3.1.	Introducción . . . . .	34
3.2.	Fluido de trabajo . . . . .	34
3.2.1.	Cálculo de la exergía química . . . . .	34
3.3.	Metodología del análisis exergético . . . . .	35
3.3.1.	Parámetros de evaluación . . . . .	35
3.3.2.	Metodología . . . . .	38
3.4.	Análisis exergético de un ciclo de refrigeración por absorción . . . . .	38
3.5.	Metodología para el desarrollo del análisis exergoeconómico . . . . .	47
3.5.1.	Equipos disipativos . . . . .	48
3.5.2.	Análisis exergético . . . . .	49
3.5.3.	Matriz de incidencia . . . . .	49
3.5.4.	Definición de los recursos, los productos y las pérdidas . . . . .	51
3.5.5.	Reglas para la asignación de costos . . . . .	52
3.5.6.	Análisis exergoeconómico . . . . .	55
3.5.7.	Metodología de aplicación . . . . .	55

---

---

3.6. Descripción del refrigerador por absorción para pruebas experimentales . . . . .	56
<b>4. Resultados</b>	<b>59</b>
4.1. Introducción . . . . .	60
4.2. Análisis exergético a un ciclo de refrigeración por absorción . . . . .	60
4.2.1. Ciclo E1 . . . . .	60
4.2.2. Ciclo E2 . . . . .	61
4.2.3. Ciclo E3 . . . . .	62
4.2.4. Ciclo E4 . . . . .	63
4.2.5. Comparación entre ciclos . . . . .	64
4.3. Análisis exergoeconómico a ciclos de refrigeración . . . . .	67
4.3.1. Caso ciclo por compresión . . . . .	67
4.3.2. Caso ciclo por absorción . . . . .	69
4.3.3. Caso GAX . . . . .	74
4.4. Análisis exergético a un ciclo de refrigeración experimental . . . . .	78
<b>5. Conclusiones</b>	<b>85</b>
5.1. Conclusiones y recomendaciones . . . . .	86
<b>Referencias</b>	<b>89</b>

---



---

# Lista de Figuras

2.1. Transferencia de energía entre un sistema y sus alrededores. . . . .	13
2.2. Sistema con n corrientes de entrada, n de salida, n transferencias de calor y una interacción de trabajo . . . . .	14
2.3. Exergía térmica. . . . .	19
2.4. Diagrama P-h y T-s del ciclo de refrigeración por compresión . . . . .	23
2.5. Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión . . . . .	24
2.6. Diagrama de un sistema de refrigeración por absorción . . . . .	25
2.7. Ciclo de refrigeración con recuperación de calor e integración de flujos . .	27
2.8. Diagrama de un sistema de refrigeración GAX . . . . .	29
3.1. Coeficiente de actividad del agua (izquierda) y del amoníaco (derecha) para diferentes temperaturas. . . . .	35
3.2. Ciclo de refrigeración básico con economizador y rectificador. E1 . . . . .	39
3.3. Ciclo de refrigeración con economizador, rectificador y preenfriador. E2 .	40
3.4. Ciclo de refrigeración amoníaco agua con rectificador integrado. E3 . . . .	40
3.5. Ciclo de refrigeración con recirculación en el absorbedor. E4 . . . . .	41
3.6. Diagrama de una central térmica para producción de electricidad . . . . .	48
3.7. Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión . . . . .	50
3.8. Sistema genérico . . . . .	53
3.9. Fotografía del sistema de refrigeración. . . . .	57
3.10. Fotografía del rectificador acoplado al refrigerador . . . . .	58
3.11. Bomba de desplazamiento positivo . . . . .	58

---

---

4.1. Irreversibilidad de cada componente. E1 . . . . .	61
4.2. Efectividad de cada componente. E1 . . . . .	61
4.3. Potencial de mejoramiento de cada componente. E1 . . . . .	61
4.4. Irreversibilidad de cada componente. E2 . . . . .	62
4.5. Efectividad de cada componente. E2 . . . . .	62
4.6. Potencial de mejoramiento de cada componente. E2 . . . . .	62
4.7. Irreversibilidades de cada componente. E3 . . . . .	63
4.8. Efectividad de cada componente. E3 . . . . .	63
4.9. Potencial de mejoramiento de cada componente. E3 . . . . .	63
4.10. Irreversibilidad de cada componente. E4 . . . . .	64
4.11. Efectividad de cada componente. E4 . . . . .	64
4.12. Potencial de mejoramiento de cada componente. E4 . . . . .	64
4.13. Irreversibilidades E1 . . . . .	65
4.14. Irreversibilidades E2 . . . . .	66
4.15. Irreversibilidades totales de cada ciclo . . . . .	67
4.16. Efluentes totales de cada ciclo . . . . .	67
4.17. Coeficiente de rendimiento de cada ciclo . . . . .	68
4.18. Efectividad de cada ciclo . . . . .	68
4.19. Diagrama del sistema de refrigeración por absorción . . . . .	69
4.20. Irreversibilidades del sistema de refrigeración por absorción . . . . .	72
4.21. Diagrama del sistema de refrigeración GAX . . . . .	74
4.22. Fotos del equipo GAX en la plataforma del IER UNAM . . . . .	75
4.23. Irreversibilidades del sistema de refrigeración GAX . . . . .	75
4.24. Flujo de refrigerante en la prueba a 80°C . . . . .	79
4.25. COP instantáneo . . . . .	80
4.26. Temperaturas de control de las pruebas a 110°C . . . . .	80
4.27. Temperatura de generación para las pruebas a 90°C . . . . .	80
4.28. Temperatura de condensación para las pruebas a 90°C . . . . .	80

---

---

4.29. Promedio y desviación estándar de $T_g$ . . . . .	81
4.30. Promedio y desviación estándar de $T_c$ . . . . .	82
4.31. Promedio de COP . . . . .	82
4.32. Promedio de la potencia frigorífica . . . . .	82
4.33. Temperaturas y presión en el evaporador . . . . .	83

---



---

# Lista de Tablas

2.1. Exergía de diferentes interacciones. . . . .	22
3.1. Datos para el cálculo de exergía química de la mezcla amoniaco agua . .	35
3.2. Condiciones de operación . . . . .	42
3.3. Fluidos de intercambio de calor . . . . .	42
3.4. Matriz de incidencia A para el sistema de refrigeración por compresión .	50
3.5. Definición de los recursos productos y pérdidas. . . . .	51
4.1. Flujos de calor en los componentes de los ciclos . . . . .	65
4.2. Matriz de incidencia del sistema de refrigeración por compresión . . . . .	67
4.3. Resultados sistema de refrigeración por compresión . . . . .	70
4.4. Matriz de incidencia del sistema de refrigeración por absorción . . . . .	71
4.5. Resultados sistema de refrigeración por absorción . . . . .	73
4.6. Resultados sistema de refrigeración GAX . . . . .	76
4.7. Flujos . . . . .	79
4.8. Temperaturas de generación y condensación de la pruebas experimentales.	79

---



---

# Nomenclatura

## Latin Letters

<i>Pot</i>	Potencial de mejoramiento	kJ,MJ
<i>A</i>	Matriz de incidencia	
<i>B</i>	Exergía	kJ,MJ
<i>b</i>	Exergía específica	$\frac{kJ}{kg}$
<i>E</i>	Vector de energía	kW
<i>Efl</i>	Efluentes	kJ, MJ
<i>F</i>	Recursos	
<i>g</i>	Aceleración gravitacional	$\frac{m}{s^2}$
<i>h</i>	Entalpía específica	$\frac{kJ}{kg}$
<i>I</i>	Irreversibilidades internas	
<i>I</i>	Irreversibilidades	kJ,MJ
<i>I<sub>e</sub></i>	Irreversibilidades externas	
<i>k</i>	Costo exergético unitario	
<i>L</i>	Pérdidas	
<i>M</i>	Vector de flujos másicos	kg/s
<i>m</i>	Masa	kg
<i>P</i>	Productos	
<i>q</i>	Calidad, proporción de la masa en fase vapor	Adim
<i>s</i>	Entropía específica	$\frac{kJ}{kgK}$
<i>T<sub>c</sub></i>	Temperatura de condensación	
<i>T<sub>g</sub></i>	Temperatura de generación	
<i>v</i>	Velocidad	$\frac{m}{s}$
<i>x</i>	Concentración	adim
<i>Z</i>	Altura	m
<i>B</i>	Exergía	kW
<i>Z</i>	Costo no relacionado con la exergía	/s

---

## Greek Letters

$\epsilon$	Efectividad	adim
$\eta$	Eficiencia	
$\eta$	Eficiencia	adim
$\Pi$	Costo exergoeconómico	/s
$\Pi$	Producción de entropía	$kJ/K$
$\psi$	Efectividad o eficiencia racional	adim
$\xi$	Rendimiento	adim

## Superscripts

$m$	Asociado a la transferencia de masa
$Q$	Asociado a la transferencia de calor
$W$	Asociado al trabajo

## Subscripts

0	Estado de equilibrio
<i>abs</i>	Absorbedor
<i>b</i>	En referencia a la exergía
<i>c</i>	Cinética
<i>con</i>	Condensador
<i>e</i>	Entrada
<i>eco</i>	Economizador
<i>en</i>	Entrada necesaria
<i>eva</i>	Evaporador
<i>f</i>	Física
<i>gen</i>	Generador
<i>p</i>	Potencial
<i>pre</i>	Preenfriador
<i>q</i>	Química
<i>rec</i>	Rectificador
<i>s</i>	Salida

---

*sd* Salida deseada

---



---

# Capítulo 1

## Introducción

---

## 1.1. Introducción

En este capítulo se presentan el panorama del uso de la refrigeración en México a manera de antecedentes y los trabajos previos realizados, así como la información que es relevante y se usa para dar motivación y justificación a la realización de este trabajo. Se presentan el objetivo general y los específicos y al final una descripción global del trabajo.

## 1.2. Antecedentes

En este momento donde es claro el decaimiento de la extracción de hidrocarburos y el daño al medio ambiente por el uso de combustibles fósiles es importante realizar investigación relacionada con fuentes alternativas de energía y el uso eficiente de la energía. Los sistemas de refrigeración por absorción son tema de especial interés ya que su fuente de energía es energía térmica que puede ser suministrada por medio de fuentes alternativas de energía como la energía solar o calor de desecho. Además, los fluidos de trabajo son amigables con el ambiente por lo que estos sistemas no destruyen la capa de ozono. La tecnología de absorción puede ser utilizada en calefacción, enfriamiento o aire acondicionado y refrigeración para los sectores industrial, comercial y residencial.

## 1.3. Estado del arte

Se realizó una revisión bibliográfica enfocándose en dos temas, las propiedades de las mezclas refrigerante- absorbente y análisis exergético realizado a sistemas de refrigeración por absorción. Se hace una revisión de las propiedades de la mezcla amoníaco-agua por ser la de mayor uso en ciclos de refrigeración por absorción. También se buscan propiedades de la mezcla amoníaco nitrato de litio por ser una mezcla que puede usarse con en equipos operados con energía solar por sus temperaturas bajas de generación por debajo de 100°C. A continuación se muestra una reseña de cada artículo presentando los resultados o datos de interés para el proyecto.

---

### 1.3.1. Propiedades de las mezclas

Ziegler y Trepp [1] reportaron las ecuaciones de estado para la mezcla amoníaco-agua, aplicables en un intervalo de temperatura de 230 K a 500 K y de presión de 0.2 bar a 50 bar. Presentan un diagrama de entalpía-concentración.

Herold *et al* [2] desarrollaron un programa de cómputo denominado AMWAT para calcular las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua usando las correlaciones de Ziegler y Trepp.

Ibrahim y Klein [3] presentan una correlación para calcular las propiedades de equilibrio de la mezcla amoníaco-agua, modifican la correlación dada por Zielger y Trepp para ampliar el rango de operación. Esta correlación funciona en un intervalo de presión de 0.2 a 110 bar y de temperatura de 230 a 600 K. Las comparaciones con datos experimentales presentan una desviación menor de 5 %, arriba de 150 bar la desviación máxima es de alrededor del 10 %.

Pátek y Klomfar [4] reportan seis funciones para calcular propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua. Entre las propiedades que se pueden obtener está la temperatura en función de la presión y de la fracción de amoníaco en la fase líquida, la entalpía de la fase líquida en función de la temperatura y la fracción de amoníaco en la solución y la entalpía de la fase vapor en función de la temperatura y la fracción de amoníaco en el gas.

Mongey *et al*, [5] presenta una ecuación cúbica simple como función de estado de la mezcla amoníaco-agua con el objeto de que sea una ecuación simple y de fácil implementación, aunque la precisión no es mejor que el de las otras correlaciones.

Tillner-Roth y Daniel G. Friend [6] presentan una ecuación de estado en términos de la ecuación de Helmholtz para la mezcla amoníaco-agua. Con el uso de esta ecuación se pueden definir los estados termodinámicos de la mezcla en las fronteras sólido líquido vapor y puntos críticos. Es válida para las fases líquida y vapor para presiones hasta de 40 MPa. Presentan propiedades de equilibrio con una incertidumbre de  $\pm 0.01$ . En la región de una sola fase la incertidumbre es de  $\pm 0.3\%$  para la densidad y del  $\pm 200 J mol^{-1}$  para las entalpías.

M. Conde [7] presenta una compilación de métodos de cálculo para las propiedades termofísicas de la mezcla amoníaco-agua con el objeto de proveer una herramienta para el diseño a nivel industrial. Presenta correlaciones para calcular el equilibrio líquido vapor basado en el trabajo de Pátek [4]. También reporta correlaciones para calcular la capacidad térmica específica a presión constante, la conductividad térmica, la viscosidad, la

---

tensión superficial y la densidad de la mezcla líquida. Para la fase vapor se pueden obtener las siguientes propiedades: difusividad, conductividad térmica, viscosidad dinámica, densidad y capacidad térmica específica de mezclas saturadas.

Infante Ferreira reporta las propiedades termodinámicas de las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiocianato de sodio a partir de una recopilación de datos experimentales. Presenta los rangos de cristalización, la presión de equilibrio, la viscosidad, la conductividad térmica, el calor específico y la entalpía de cada mezcla [8].

Aggarwal y Agarwal presentan las propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco nitrato de litio. Elaboran una correlación de la presión de vapor en función de la temperatura y la concentración a partir de datos experimentales. Calculan y presentan una correlación de la entalpía de la solución y el calor latente de vaporización [9].

Libotean *et al* en 2007 como parte de un proyecto de investigación de ciclos de refrigeración por absorción activados por bajas temperaturas mide el equilibrio líquido-vapor de las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-nitrato de litio-agua en un rango de 293.15 K a 353.13 K. Reporta datos y correlaciones en función de la temperatura y composición de la mezcla binaria para fracciones másicas de amoniaco de 0.35 a 0.65, y de la mezcla ternaria para fracciones másicas de amoniaco de 0.2 a 0.55, con rangos de fracciones másicas de agua en la solución absorbente de 0.2 a 0.3 [10].

Libotean *et al* en 2008 presentó datos y correlaciones de las propiedades termofísicas de las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-nitrato de litio-agua. Reporta datos y correlaciones en función de la temperatura y concentración de la densidad, la viscosidad y la capacidad térmica en un rango de 293.15 K a 353.13 K usando las mismas concentraciones de su artículo mencionado en el párrafo anterior [11].

Garousi Farshi *et al* presentan una análisis de primera ley y segunda aplicado a sistemas de refrigeración usando amoniaco como refrigerante y sales como absorbente. Reportan modelos para calcular la entalpía y entropía para diferentes mezclas refrigerante absorbente, entre ellas el amoniaco-nitrato de litio. Muestran una correlación de entropía valida para concentraciones de 0.1 a 1 y temperaturas de 10°C a 160°C [12].

Romero en su tesis de maestría [13] realiza análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción amoniaco agua. Reporta obtener las propiedades termodinámicas de la mezcla con la ecuación virial de estado, con las correlaciones propuesta por Schulz y la ecuación modificada por Ziegler, mostrando menores porcentajes de desviación las de Ziegler. Obteniendo la predicción del equilibrio líquido vapor con un método numérico a partir de la correlación de Ziegler. Es importante mencionar que las correlaciones reportadas por Ibrahim [3] están basadas en los datos de Ziegler.

---

### 1.3.2. Análisis exergético a ciclos de refrigeración por absorción

Velazquez *et al* [14] reportan el análisis exergético a un ciclo donde hay un intercambio de calor entre el generador, un ciclo GAX por sus siglas en inglés (Generator Absorber heat eXchange). En el reporte comparan un ciclo GAX con un ciclo convencional que opera con la mezcla amoniaco-agua, utilizan el programa de propiedades termodinámicas desarrollado por Herold [2] para la mezcla y para el aire y agua usan el programa ASPEN PLUS. Presentan los resultados de los indicadores exergéticos para cada componente del sistema.

Şencan *et al* [15] realizaron un análisis exergético de un sistema de absorción de simple efecto que usa la mezcla bromuro de litio-agua para aplicaciones de enfriamiento y calentamiento. Al evaluar cada componente concluyen que el generador y el absorbedor presentan las mayores pérdidas de exergía debido al calor de mezcla en la solución. Simulan en un programa en fortran para determinar el COP y las eficiencias exergéticas bajo diferentes condiciones de operación. Sus resultados muestran que el COP se incrementa ligeramente cuando se incrementa la temperatura de la fuente de calor, la eficiencia exergética del sistema disminuye para las dos aplicaciones. Para la aplicación de calentamiento el COP y la eficiencia exergética del sistema aumenta cuando la temperatura de entrada del agua de enfriamiento es incrementada, para enfriamiento el COP aumenta y la eficiencia exergética disminuye.

Rivera *et al* [16] reportan el análisis energético y exergético de un transformador de calor de una etapa que opera con la mezcla agua bromuro de litio. Utilizan varios parámetros como el coeficiente de rendimiento COP, el coeficiente de rendimiento exergético ECOP, las irreversibilidades  $I$  y el potencial de mejoramiento  $Pot$ . Concluyen que los COPs más altos se obtienen operando a la concentración más alta, 59%, y que en el absorbedor se producen más de la mitad de las irreversibilidades totales del sistema.

Yari *et al* [17] realizan un análisis energético y exergético a un ciclo de refrigeración GAX y a un GAX híbrido. Utilizan las correlaciones reportadas por Patek [4] para el cálculo de las propiedades de la solución amoniaco agua. Calculan el COP, la irreversibilidad de cada componente y la eficiencia exergética variando la temperatura del generador con el programa EES (Engineering Equation Solver). Encuentran un valor de temperatura del generador para el cual el COP y la eficiencia exergética es máxima. Concluyen que el cambio de temperatura en el generador tiene mayor influencia en la eficiencia exergética que en el COP, el absorbedor y generador presentan la mayor destrucción de exergía y por último que el ciclo GAX híbrido obtiene un mejor rendimiento que el GAX.

Izquierdo *et al* [18] calcularon la cantidad máxima de exergía disponible para alimen-

---

tar un refrigerador por absorción de bromuro de litio agua a través de un colector plano en Madrid y su distribución diaria. Usando el modelo de motor endoreversible de Müser para la conversión de la radiación solar en exergía. La disponibilidad máxima de exergía varía de  $800 \text{ kJ/m}^2$  en un día caluroso y claro hasta  $950 \text{ kJ/m}^2$  en un día templado y claro. La eficiencia exergética de conversión máxima diaria es de 3%.

### 1.3.3. Análisis de exergía a sistemas que usan energía solar

Walker *et al* [19] presentan el análisis de segunda ley a un calentador solar de dos fases con autobombeo. Calculan la exergía asociada a la radiación solar como la integral con respecto al tiempo de la energía por radiación que incide sobre el colector por uno menos la relación de la temperatura ambiente con la temperatura aparente del sol. Se basa en la metodología presentada por Bejan. Reportan que el 87.1% de la producción de entropía se obtiene durante la conversión de energía radiante a energía térmica de baja temperatura. La producción de entropía por pérdidas térmicas al ambiente es el siguiente contribuyente más grande, donde la producción debida a autobombeo aporta casi la mitad de este valor.

Gebreslassie *et al.*[20] realizaron un análisis exergético a un sistema de absorción con la mezcla agua bromuro de litio considerando sólo la destrucción de exergía inevitable. Simulan siete ciclos tomando desde medio efecto hasta triple efecto con diferentes configuraciones de flujo. No consideran pérdidas de calor ni de presión, considera estado estable y procesos isentálpicos al cruzar las válvulas. Simulan los ciclos variando la temperatura de la fuente de calor, con el ciclo de medio efecto obtiene la eficiencias exergéticas menores que disminuye al aumentar la temperatura de la fuente de calor, las eficiencias exergéticas más grandes se obtienen para el ciclo de doble y triple efecto, disminuyendo al aumentar la temperatura de la fuente. La mayor destrucción de exergía se encuentran en el absorbedor y el generador especialmente con fuentes de calor de alta temperatura.

Zhai *et al.* [21] reportan el análisis energético y exergético de un sistema novedoso solar híbrido de calentamiento, enfriamiento y generador de potencia para áreas remotas. El sistema usa concentradores de canal parabólico con absorbedor de cavidad triangular, un sistema de generación de potencia con un expansor de tornillo helicoidal que funciona con vapor de agua y un tercer subsistema con intercambiadores de calor y refrigeradores por adsorción silica gel agua de 10 kW. Las principales pérdidas de energía y de exergía se dan en el colector de 36.2% y 70.4% respectivamente. La segunda pérdida más grande se da en el condensador. El estudio revela que el periodo de recuperación de la inversión

---

es de 18 años, el análisis de sensibilidad muestra que si la tasas de interés disminuyen y el precio de la energía aumenta, el tiempo de recuperación puede reducirse a 10 años.

Gunerhan y Hepbasili [22] reportan el modelado exergético y la evaluación del rendimiento de un sistema solar de calentamiento de agua para aplicaciones en edificaciones. Presentan la evaluación exergética de cada componente del sistema, incluyen un estudio paramétrico del efecto de la variación de la temperatura de entrada al colector en las eficiencias exergéticas. Usan varios parámetros termodinámicos como la tasa de agotamiento de combustible, irreversibilidad relativa, factor exergético, falta de productividad y potencial de mejoramiento. En el colector solar es donde se tiene la mayor destrucción de exergía con una irreversibilidad relativa de 95 % seguida del intercambiador de calor con 2.7 % y la bomba de circulación con 2.3 %. La eficiencia exergética disminuye al aumentar la temperatura de entrada al colector. De acuerdo con el parámetro de Van Gool, el colector solar cuenta con el valor más alto de potencial de mejoramiento.

Petela [23] presenta en su tesis de doctorado una análisis exergoeconómico a ciclo de refrigeración por absorción utilizando la mezcla amoniaco agua integrado con un sistema solar, considera que el cálculo de la exergía química no es necesario.

## 1.4. Motivación/Justificación

Los recientes desarrollos en sistemas de calentamiento y enfriamiento por absorción han mostrado un crecimiento y ahora los trabajos se están enfocando en hacer los sistemas más eficientes, principalmente por medio de análisis de optimización termodinámicos. Existen análisis de primera ley y de segunda ley, con los análisis de primera ley se busca aumentar el COP de los sistemas. En los análisis de optimización por segunda ley se busca aumentar la eficiencia exergética y minimizar la generación de entropía, para aumentar el enfriamiento al disminuir la destrucción de energía disponible.

El método de análisis exergético es una herramienta potente para determinar las variables más importantes para el diseño de sistemas térmicos. El hecho de aumentar la eficiencia energética y exergética se refleja directamente en ahorros energéticos consecuentemente en ahorros económicos. Por esto se propone optimizar los sistemas de refrigeración por absorción detectando las partes del sistema que no usan eficazmente la energía por medio de un análisis exergético para contribuir al desarrollo tecnológico de sistemas de refrigeración por absorción que operen con energía solar.

Es necesario consumir la energía de una forma eficiente, para esto se deben diseñar sistemas que tengan una eficiencia energética y exergética alta, evaluarlos e identificar

---

los componentes susceptibles a reducir sus irreversibilidades. Realizar un programa que elabore los balances energéticos y exergéticos y simule el comportamiento de un sistema de refrigeración por absorción creará una herramienta útil para el diseño de sistemas más eficientes. Se busca impulsar la optimización de sistemas de refrigeración por absorción operado por energía solar porque contribuye a que en un mediano plazo la tecnología se pueda posicionar en el mercado aportando a la disminución del consumo de recursos fósiles.

## 1.5. Objetivos

### 1.5.1. General

Desarrollar la metodología de análisis exergético a un sistema de enfriamiento que opera con energía solar para optimizar su desempeño u operación.

### 1.5.2. Específicos

- Aplicar el análisis exergético para un sistema de refrigeración por absorción en específico.
- Desarrollar una herramienta que desarrolle el análisis exergético a un ciclo simple de refrigeración por absorción para simular sistemas a diferentes condiciones de operación.
- Detectar las partes del sistema que no usan de forma eficiente la energía y dar propuestas para mejorar su rendimiento.
- Obtener resultados experimentales de un equipo de refrigeración solar para aplicar la metodología de análisis exergético ya desarrollada.

## 1.6. Descripción de la tesis

En este trabajo se presenta la aplicación de la metodología de análisis exergético y exergoeconómico a ciclos de refrigeración por absorción. Se realizó una revisión de varias metodologías que realizan análisis exergético y proponen parámetros de evaluación desde diferentes perspectivas. Se aplican las metodologías a varios ciclos teóricos con la finalidad de validar el análisis y realizar la interpretación de datos. Al final se aplica la metodolgia

---

aprendida a la información recabada en las pruebas experimentales a un refrigerador solar para su optimización.

En este capítulo se presenta la justificación y motivación del desarrollo de este trabajo y los objetivos. En el capítulo 2 se presenta el marco teórico para comprender el desarrollo del trabajo. En el capítulo 3 se presentan las diferentes metodologías aplicadas y usadas en los análisis teóricos. El capítulo de resultados está dividido en la parte de aplicación del análisis exergético a ciclos teóricos y su comparación. Así como el desarrollo del análisis exergoeconómico a un ciclo. La segunda parte presenta la optimización de un sistema de refrigeración a partir de la información obtenida en pruebas experimentales. Al final se presentan las conclusiones del desarrollo de este trabajo, así como las recomendaciones para trabajos futuros.



---

## Capítulo 2

### Marco teórico

## 2.1. Introducción

Para comprender el concepto de exergía se debe dar un repaso por las leyes de la termodinámica, la primera que habla de la energía y la segunda que describe los procesos reversible e irreversibles al describir la entropía. Al aplicar el balance de masa, de energía y de entropía, combinado con el concepto de exergía se obtiene la ecuación de balance de exergía, ecuación base del desarrollo de la metodología que se presentará en el siguiente capítulo. Se da un repaso breve de los ciclos de refrigeración por compresión que es convencional, así como los ciclos por absorción haciendo una breve reseña de el ciclo avanzado con intercambio de calor en el absorbedor y generador.

## 2.2. La primera ley de la termodinámica

La energía se define como la capacidad que poseen los cuerpos o las sustancias para realizar trabajo. Hay diferentes tipos de energía y se clasifica dependiendo de la interacción con el medio, la energía potencial esta determinada por la posición, la energía cinética es en movimiento tiene energía cinética, la composición de las sustancias las dota de energía química, la energía debida al movimiento de de las moléculas, la cinética microscópica es la energía interna.

La energía se puede transformar en diferentes tipos de energía, por ejemplo en un proceso donde se genera energía eléctrica, se transforma la energía química del combustible en energía eléctrica. La primera ley de la termodinámica habla de la conservación de la energía, es decir que la energía se puede transformar de un tipo a otro, sin generarse o desaparecer de manera espontánea. En un sistema cerrado sin acumulación la energía que entra es igual a la que sale, en cualquiera de sus formas, como calor, trabajo o una sustancia en movimiento. El balance de energía para un sistema cerrado:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (2.1)$$

La ecuación de balance de energía para un sistema abierto, indica la conservación de energía en el sistema.

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s + \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (2.2)$$

La primera ley toma en cuenta la energía transferida entre los sistemas y sus alrededores, además de el cambio de energía debido al almacenamiento. Su principal limitación es que energéticamente no hay diferencia entre las diferentes interacciones como el calor

---

y el trabajo, y la transferencia de energía puede darse en cualquier dirección sin tomar en cuenta la naturaleza del proceso.

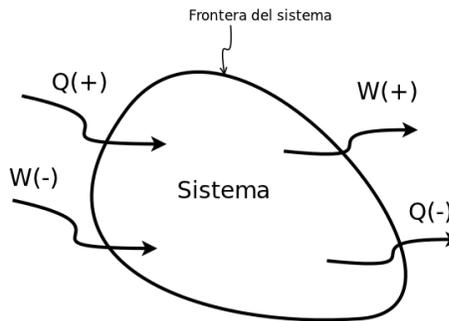


Figura 2.1. Transferencia de energía entre un sistema y sus alrededores.

### 2.3. La segunda ley de la termodinámica

La entropía es una propiedad termodinámica que determina el grado de desorden a nivel molecular, es una medida de la energía que no se puede utilizar para producir trabajo. La entropía de un sistema se define como la integral del cociente de la transferencia de calor entre la temperatura absoluta (2.3).

En un proceso reversible la integral (2.3) solo depende del estado inicial (1) y final (2), independientemente de la trayectoria de la transferencia de calor. El cambio de entropía sólo depende del estado inicial y final, es una ecuación de estado por lo cual la entropía es una propiedad.

La ecuación (2.3) define el cambio de entropía durante un proceso reversible y representa la transferencia de entropía que se dio en el sistema. La ecuación (2.4) aplica cuando el proceso es irreversible ya que en este caso el cambio en la entropía siempre es mayor que la transferencia de entropía; es decir, cierta entropía es creada debido a la presencia de irreversibilidades.

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (2.3)$$

$$\Delta s \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (2.4)$$

Para conservar la igualdad en la ecuación (2.4) se añadió un término que se conoce como la generación de entropía. La generación de entropía no es una propiedad es una medida de la magnitud de las irreversibilidades y siempre es positiva o igual a cero.

En el balance de entropía se incluyen todas las interacciones por las cuales hay un cambio de entropía, estas interacciones son transferencia de masa, y transferencia de calor. El trabajo es una interacción que no provoca cambio en la entropía ya que los cambios de entropía son causados únicamente por las transferencias de calor. Se presentan las ecuaciones de balance de entropía para un sistema cerrado en (2.5) y para un sistema abierto en (2.6).

$$\sum_r \frac{Q_i}{T_i} + \dot{\Pi} = \Delta S_{sistema} = S_2 - S_1 \quad (2.5)$$

$$\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum Q_i/T_i + \dot{\Pi} = \frac{dS}{dt} \quad (2.6)$$

La temperatura  $T_i$  se refiere a la temperatura de la fuente o del sumidero de calor de la transferencia  $Q_i$ .

## 2.4. Ecuación de balance de exergía

La ecuación del balance de exergía proviene de la combinación de las ecuaciones de balance de primera y segunda ley de la termodinámica. Se determinará paso a paso como es obtenida para tener claro cuáles son los parámetros involucrados.

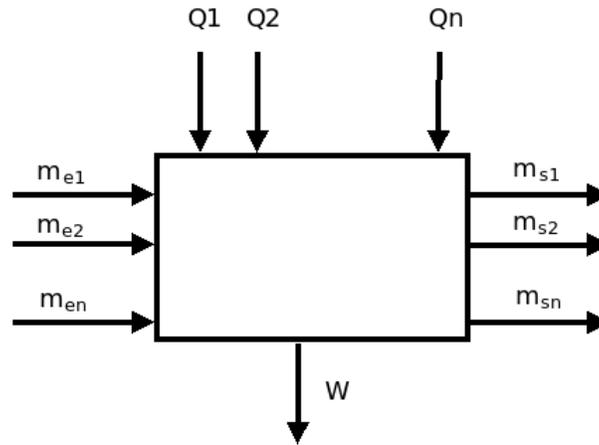


Figura 2.2. Sistema con n corrientes de entrada, n de salida, n transferencias de calor y una interacción de trabajo

Tomando en cuenta el sistema mostrado en la figura 2.2 se desarrollarán las ecuaciones para obtener el balance de exergía de este sistema general.

La primera ecuación a desarrollar es la ecuación de conservación de masa. Indica que

las corrientes de masa de entrada son iguales a las de salida.

$$\sum \dot{m}_e + \frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_s \quad (2.7)$$

La ecuación de balance de energía para un sistema abierto, indica la conservación de energía en el sistema.

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s + \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (2.8)$$

La ecuación de balance de entropía para un sistema abierto se muestra en la ecuación (2.9). La producción de entropía es igual al cambio de entropía del sistema, más la contribución de entropía por el flujo de masa que entra y sale del sistema, menos la transferencia de calor entre la temperatura de la fuente o del sumidero. Al último término se le conoce como flujo de exergía térmica.

$$\dot{\Pi} = \frac{dS}{dt} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (2.9)$$

Se realiza el balance considerando estado estacionario definido, es decir que las propiedades no cambian en función del tiempo tiempo, para el caso específico de la energía esta la ecuación (2.10).

$$\frac{d(E)}{dt} = 0 \quad (2.10)$$

Multiplicando la ecuación (2.9) por la temperatura de referencia  $T_0$  y restándola a la ecuación de balance de energía (2.8) queda.

$$\sum \dot{m}_e (h_e - T_0 s_e) + \sum \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - T_0 \dot{\Pi} = \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_s (h_s - T_0 s_s) \quad (2.11)$$

La ecuación anterior se evalúa en el estado de equilibrio, definido como el estado donde la temperatura es igual a  $T_0$ , no hay transferencias de calor por lo que  $1 - \frac{T_0}{T_i} = 0$  y no se realiza ningún trabajo. En resumen:

$$T_i \rightarrow T_0 \quad (2.12)$$

$$1 - \frac{T_0}{T_i} = 0 \quad (2.13)$$

$$\dot{W} = 0 \quad (2.14)$$

obtenemos

$$\sum \dot{m}_e (h_0 - T_0 s_0) = \sum \dot{m}_s (h_s - T_0 s_0) \quad (2.15)$$

Restando el balance en estado de equilibrio (2.15) a la ecuación (2.11) queda.

$$\sum \dot{m}_e(h_e - h_0 - T_0(s_e - s_0)) + \sum \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - T_0 \dot{\Pi} = \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_s(h_s - h_0 - T_0(s_s - s_0)) \quad (2.16)$$

Recordando las definiciones de exergía debido a las diferentes interacciones en la tabla 2.1 y el teorema de Gouy-Stodola y sustituyendo en las ecuación (2.16) se obtiene la ecuación conocida como ecuación de balance de exergía.

$$\dot{I} = \sum \dot{m}_e b_e - \sum \dot{m}_s b_s + \sum \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) - \dot{W} \quad (2.17)$$

Recordando que la exergía específica está definida por la ecuación (2.18).

$$b = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) + b_q + C_0^2 + g_E Z_0 \quad (2.18)$$

Donde  $C_0$  y  $Z_0$  son la velocidad y la altura relacionados al estado de referencia, y  $b_q$  es la exergía química estándar. Considerando las siguientes definiciones la ecuación de balance de exergía se reduce a (2.22)

$$\dot{B}_e = \sum \dot{m}_e \varepsilon_e \quad (2.19)$$

$$\dot{B}_s = \sum \dot{m}_s \varepsilon_s \quad (2.20)$$

$$\dot{B}^Q = \sum \dot{Q}_r \left(\frac{T_r - T_0}{T_r}\right) \quad (2.21)$$

$$\dot{I} = \dot{B}_e - \dot{B}_s + \dot{B}^Q - \dot{W} \quad (2.22)$$

## 2.5. Teorema de Gouy-Stodola

El teorema de Gouy-Stodola define a la irreversibilidad como el producto entre la temperatura del estado de equilibrio y la producción de entropía del proceso, ecuación (2.23).

$$\dot{I} = T_0 \dot{\Pi} \quad (2.23)$$

Para un sistema cerrado:

$$\dot{I} = T_0 \left[ \frac{dS_{VC}}{dt} - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right] \quad (2.24)$$

Integrado la expresión anterior en un intervalo de  $t_1$  a  $t_2$  obtenemos:

$$I = T_0 \left[ s_2 - s_1 - \sum \frac{Q_r}{T_r} \right] \quad (2.25)$$

La irreversibilidad de un sistema abierto, tomando en consideración que opera en estado estacionario definido en la ecuación (2.26), se calcula a partir de las ecuaciones (2.23) y (2.9) obteniendo la ecuación (2.27).

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = 0 \quad (2.26)$$

$$\dot{I} = T_0 \left[ \sum_{salida} \dot{m}_s s_s - \sum_{entrada} \dot{m}_e s_e - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right] \quad (2.27)$$

## 2.6. Exergía

Se llama exergía al trabajo máximo que se puede obtener de una forma de energía usando los parámetros del ambiente como el estado de referencia.

De los análisis anteriores se puede determinar que existen tres tipos de transferencia de energía: el trabajo, la transferencia de calor y la transferencia de energía asociada a una transferencia de masa. Estos mecanismos de transferencia de energía son los mismos que se evalúan en el método de análisis exergético.

El ambiente es un gran cuerpo que se encuentra en estado de equilibrio termodinámico. Este ambiente no tiene gradientes de presión, temperatura, potencial químico o energía potencial, es por esto que las interacciones entre diferentes partes del ambiente no tienen capacidad alguna para realizar trabajo. Cualquier sistema fuera de este ambiente con algún parámetro diferente, ya sea presión, temperatura o potencial químico tendrá potencial para realizar trabajo con respecto al ambiente. En aplicaciones reales el ambiente puede ser la atmósfera, los mares o los océanos. El ambiente es la referencia para la presión, temperatura y potencial químico, es el nivel cero. Al estado de equilibrio se le identifica con el símbolo 0.

Existen dos tipos de equilibrio [24]:

- El equilibrio restringido, donde el sistema se encuentra en condiciones de equilibrio mecánico y térmico con el ambiente, es decir la presión y la temperatura del sistema son iguales a los del ambiente. En este estado de equilibrio las sustancias que componen al sistema están contenidas por una barrera física que impide el intercambio de materia entre el sistema y el ambiente. No existe equilibrio químico con el ambiente. A este estado se le conoce como estado ambiental, no confundir con el concepto de ambiente.

- El equilibrio no restringido, es cuando el sistema se encuentra en equilibrio completo con el ambiente, se cumple el equilibrio mecánico, térmico y químico. Los parámetros de presión, temperatura y potencial químico del sistema son los mismos que los del ambiente. El sistema no puede experimentar ninguna interacción con el ambiente, a este estado se llama estado muerto.

Ya definido el estado muerto se puede presentar otra definición de exergía. Exergía es el trabajo útil máximo que se puede obtener de un sustancia durante un proceso reversible de un estado determinado al estado muerto. La exergía es una propiedad que depende de la sustancia y del ambiente que lo rodea, ya que el ambiente determina las propiedades del estado muerto. En el estado muerto la exergía es igual a cero, a la exergía también se le conoce con el término de disponibilidad.

### 2.6.1. Exergía asociada al trabajo

La exergía asociada con una transferencia de trabajo es igual al trabajo multiplicado por su eficiencia [24]. Donde la eficiencia está relacionada a las pérdidas mecánicas como fricción y calentamiento.

$$B^W = \eta W \quad (2.28)$$

### 2.6.2. Exergía asociada a la transferencia de calor

La exergía de una transferencia de calor es el máximo trabajo que puede ser obtenido de ese calor tomando el ambiente como reservorio de energía térmica. Si la transferencia de calor se da a una temperatura  $T_L$ , la conversión de energía térmica a trabajo está dado por la ecuación 2.29.

$$B^Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) Q_L \quad (2.29)$$

El trabajo que se puede obtener de un motor térmico operado entre las temperaturas  $T_0$  y  $T_L$  está en función del calor  $Q_L$  y la temperatura  $T_L$ . El flujo de exergía térmica de una temperatura  $T_L$  menor que la temperatura de equilibrio  $T_0$  es la mínima potencia necesaria para mantener una tasa de enfriamiento igual a  $Q_L$  en un sistema a  $T_L$ . A temperaturas menores que  $T_0$ , la exergía aumenta cuando la temperatura disminuye y disminuye si la temperatura es más cercana a la temperatura de equilibrio. Se puede apreciar esto en la figura 2.3 donde se presenta la gráfica la relación entre la exergía térmica y el valor absoluto de la transferencia de calor en función de la temperatura.

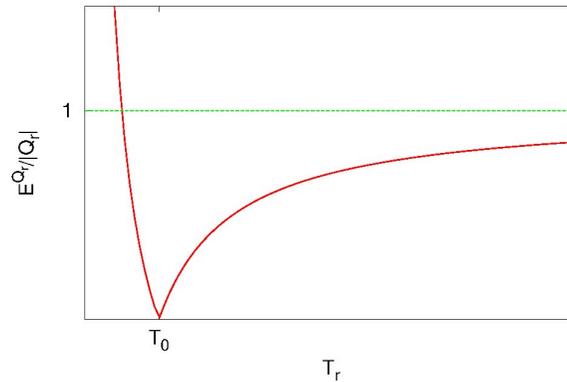


Figura 2.3. Exergía térmica.

El potencial para producir trabajo de cualquier sistema debido a la diferencia de temperatura que tiene con la temperatura de equilibrio es siempre positiva independientemente de que su temperatura sea mayor o menor que la de referencia,  $T_0$ .

### 2.6.3. Exergía asociada a la transferencia de masa

La exergía de un flujo de masa es igual a la cantidad máxima de trabajo obtenida cuando el flujo sufre un proceso que la lleva de un estado inicial al estado muerto, donde el flujo solo interactúa con el ambiente. La exergía de un flujo de masa depende de dos estados, el estado de la corriente y el estado del ambiente.

La exergía de un flujo de masa se divide en diferentes componentes, las componentes de exergía cinética, potencial, física y química.

$$B^m = B_c + B_p + B_f + B_q \quad (2.30)$$

También se puede expresar en su forma específica.

$$b^m = b_c + b_p + b_f + b_q \quad (2.31)$$

Las componentes de la exergía asociada a una corriente de materia se detallarán en la siguientes secciones.

### Exergía cinética y potencial

La energía cinética y la energía potencial son energías ordenadas, por lo tanto se pueden convertir completamente en trabajo. Así que su definición de exergía es idéntica a la de energía.

$$E_c = m \frac{v^2}{2} \quad (2.32)$$

$$E_p = mgZ \quad (2.33)$$

### Exergía física

La energía física y la energía química son formas desordenadas de energía. La energía física es igual a la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener cuando una sustancia pasa de un estado inicial al estado ambiental por procesos físicos que incluyen sólo la interacción térmica con el ambiente. El valor de la entalpía  $h_0$  es la correspondiente a energía de la sustancia calculada en el estado ambiental definido por la presión  $P_0$  y la temperatura  $T_0$ .

$$b_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.34)$$

### Exergía química

La exergía química es igual a la cantidad de trabajo máxima que se puede obtener cuando una sustancia experimenta un cambio desde el estado ambiental hasta el estado muerto, donde se involucran procesos de transferencia de calor e intercambio de sustancias con el ambiente.

$$b_q = h_a - h_0 - T_0(s_a - s_0) \quad (2.35)$$

Si en los procesos analizados no existen reacciones químicas o no hay cambios en la composición química o intercambio de sustancias con el ambiente, la componente química de la exergía será cancelada cuando se reste la exergía de salida a la exergía de entrada.

La exergía química es igual a la cantidad mínima de trabajo necesario para sintetizar y entregar al estado ambiente, la sustancia bajo consideración desde sustancias ambientales por medio de procesos que involucran transferencia de calor e intercambio de sustancias solo con el ambiente.

**Sustancia de referencia** Para encontrar la exergía química de las sustancias a través de la diferencia de su potencial químico y el del ambiente, las propiedades de los elementos químicos que componen la sustancia deben ser referidas a las propiedades de las sustancias de referencia. Las sustancias de referencia son aquellas que están en equilibrio con el ambiente. Por ejemplo el  $\text{CO}_2$  es la sustancia de referencia para el C o CO. Cuando el sistema bajo consideración consiste de sustancias de referencia en algún estado arbitrario, su sustancia de referencia es la misma sustancia pero en el estado muerto. Por ejemplo, las sustancias de referencia para el  $\text{CH}_4$  son el  $\text{CO}_2$  para el carbón y  $\text{H}_2\text{O}$  para el hidrógeno en sus estados muertos, [24].

La ecuación 2.36 muestra el cálculo de la exergía química molar de sustancias de referencia como gases ideales. Recordando que  $T_0$  y  $P_0$  corresponden al estado de referencia.  $P_{00}$  es la presión parcial de la sustancia como componente de la atmósfera.

$$\tilde{b}_0 = \tilde{R}T_0 \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \quad (2.36)$$

La exergía química de las sustancias de referencia se calcula sumando la aportaciones de exergía de cada uno de sus elementos por su coeficiente estequiométrico más la energía de formación de Gibbs a la temperatura de referencia,  $T_0$ , [24, 25].

$$\tilde{b}_0 = \sum_i n_i \tilde{b}_{0i} + \Delta G_{0,form} \quad (2.37)$$

**Exergía química de una mezcla** La exergía química de una mezcla de sustancias es la suma de la exergía de cada uno de sus componentes más el trabajo de compresión. El trabajo de compresión es negativo por lo que la exergía de la mezcla siempre es menor que la suma de sus componentes. La ecuación 2.38 aplica para mezclas de gases y para soluciones ideales de líquidos.

$$b_{0M} = \sum_i x_i \tilde{b}_{0i} + \tilde{R}T_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (2.38)$$

Si la mezcla no es ideal se debe considerar la interacción entre las sustancias por lo que se añade el coeficiente de actividad de cada sustancia  $\gamma$ . Los coeficientes de actividad pueden ser mayores o menores a la unidad, cuando son iguales a la unidad indican una solución ideal.

$$b_{0M} = \sum_i x_i \tilde{b}_{0i} + \tilde{R}T_0 \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad (2.39)$$

### 2.6.4. Resumen

Todas las interacciones que se dan en un sistema tienen asociadas una cantidad de exergía, esta cantidad depende del tipo de interacción y de la definición del sistema bajo consideración. En la tabla 2.1 se muestra un resumen de las secciones anteriores, se muestra la ecuación para calcular la exergía dependiendo del tipo de interacción.

Tabla 2.1. Exergía de diferentes interacciones.

Trabajo	$B_W = \eta W$
Calor	$B_Q = Q(1 - \frac{T_0}{T})$
Masa	$B_m = B_i + B_j$
Inercial	$B_i = B_g + B_v$
Cinética	$B_v = \frac{1}{2}(v^2 - v_0^2)$
Potencial	$B_g = g(z - z_0)$
Sustancial	$B_s = B_f + B_q$
Física	$B_f = [H - H_0] - T_0[S - S_0]$
Química	$B_q = [H - H_0] - T_0[S - S_0]$

## 2.7. Refrigeración

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

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

Existen diversos ciclos de refrigeración, en las siguientes secciones serán explicados el ciclo por compresión mecánica de vapor y el ciclo por absorción.

### 2.7.1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo inverso de Carnot describe un sistema donde se obtiene un enfriamiento con el suministro de energía eléctrica sin embargo no se usa para obtener frío debido a la dificultad y costo de llevar los procesos a la realidad. La expansión isoentrópica se realiza en una turbina, esto es una inversión muy fuerte cuando el objetivo no es la obtención de un trabajo mecánico; durante el proceso de compresión es deseable que el fluido esté totalmente vaporizado al equipo para no provocar daños en el compresor, por otra parte hay que garantizar que los procesos de suministro y cesión de calor sean a temperatura constante.

Aplicando varias modificaciones al ciclo inverso de Carnot como el uso de una válvula como elemento para la expansión, y la compresión de un fluido totalmente vaporizado dan lugar al ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

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

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

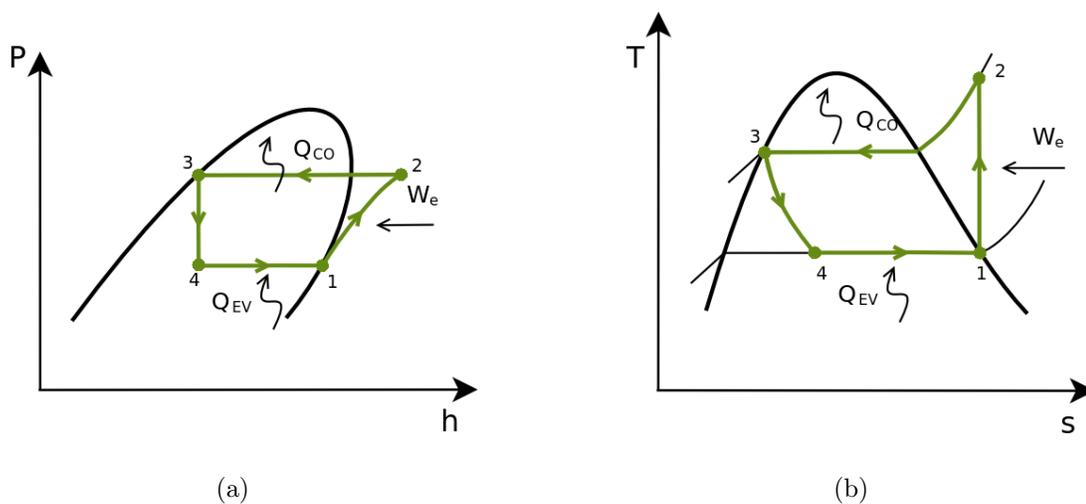


Figura 2.4. Diagrama P-h y T-s del ciclo de refrigeración por compresión

En el estado 1 el refrigerante que se encuentra en forma de vapor es llevado hasta el estado 2 por medio de un compresor, al cual se le suministra energía  $W_C$  para realizar el proceso durante el cual el refrigerante aumenta su temperatura debido a la compresión. El proceso de 2 a 3 se lleva a cabo dentro de un condensador donde se retira cierta cantidad de calor  $Q_{co}$  a presión constante, la temperatura del refrigerante disminuye hasta que comienza a cambiar de fase donde se mantiene hasta que el refrigerante es totalmente líquido. Se realiza una estrangulación del estado 3 al 4 por medio de una válvula o un tubo capilar, este proceso es isentálpico; el refrigerante al sufrir una expansión baja su temperatura hasta llegar a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del evaporador, una parte del refrigerante ha cambiado a fase vapor resultando en el estado 4 una mezcla líquido-vapor que es introducida al evaporador donde absorbe calor  $Q_{ev}$  a presión constante hasta transformarse en vapor completamente, a esto se le conoce como el efecto refrigerante. Un diagrama de los equipos que intervienen para la realización de este ciclo se presenta en la figura 2.5.

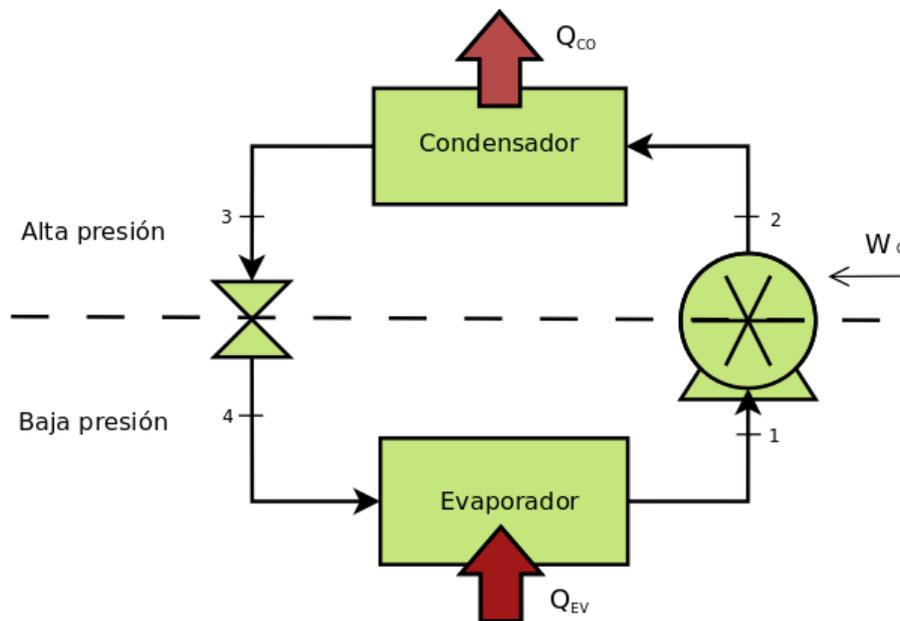


Figura 2.5. Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión

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

### 2.7.2. Ciclo de refrigeración por absorción

El ciclo de refrigeración por absorción requiere de energía térmica para provocar un efecto refrigerante. El suministro de energía térmica puede obtenerse de calor de desecho,

energía solar, biomasa o geotermia.

El ciclo por absorción conserva tres elementos del ciclo por compresión: el condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador, el refrigerante pasa a través de ellos con los mismos efectos del ciclo anterior. El compresor eléctrico es sustituido por un sistema formado por varios intercambiadores de calor que en conjunto con una mezcla refrigerante absorbente provocan el mismo efecto que el compresor.

El sistema mencionado está formado por un absorbedor, un generador, una bomba y una válvula, por los cuales circula una mezcla de trabajo compuesta por un refrigerante y un absorbente. El absorbente es un fluido que al mezclarse con el refrigerante produce una solución. En el absorbedor la solución con baja concentración recibe al refrigerante proveniente del evaporador aumentando su concentración. La solución es bombeada del absorbedor hacia el generador, con un costo energético menor que el de un compresor. En el generador la solución concentrada recibe calor hasta que el refrigerante se separa de la solución y pasa al condensador. La solución restante en el generador se regresa al absorbedor para continuar un ciclo. En la figura 2.6 se muestra un diagrama del ciclo, donde las líneas punteadas contienen al compresor térmico, las líneas negras indican por donde pasa el refrigerante, y las líneas más tenues indican el transporte de la mezcla refrigerante-absorbente.

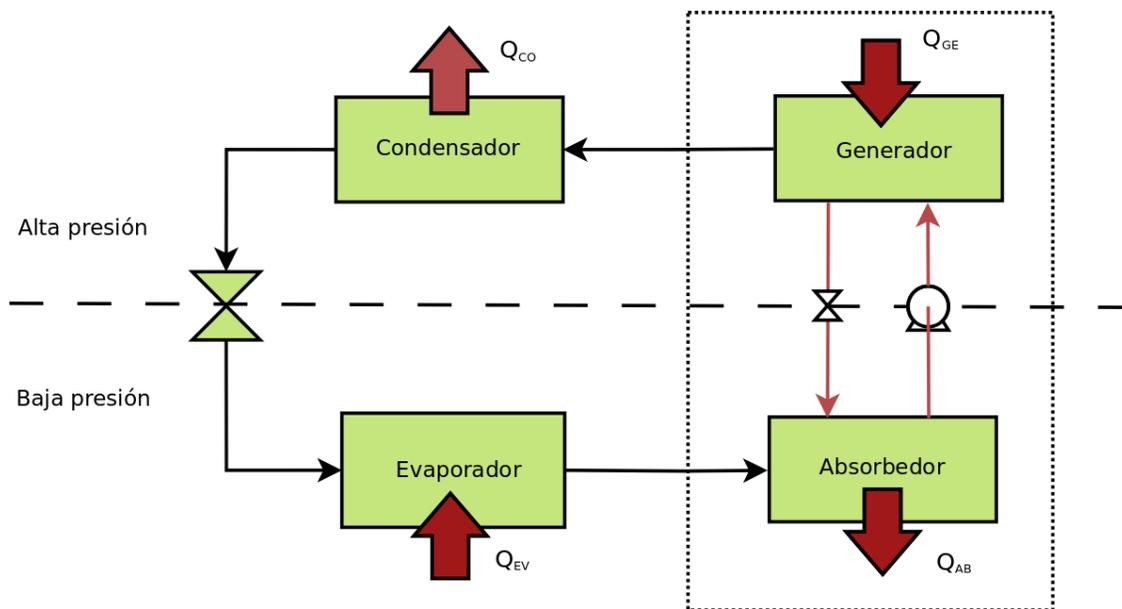


Figura 2.6. Diagrama de un sistema de refrigeración por absorción

Los procesos que se dan en los intercambiadores de calor con mezcla refrigerante absorbente se conocen como absorción y desorción. La desorción es la separación de

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

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

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

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (2.40)$$

### Estrategias para recuperación de calor

El ciclo descrito en la sección anterior corresponde a un ciclo de simple efecto, el ciclo más sencillo de la tecnología de absorción. A este ciclo para aprovechar el calor de una manera más eficiente se integran equipos de recuperación de calor al sistema y se realizan integraciones de flujos entre los equipos. De esta manera se puede aprovechar el calor que en un equipo se rechaza pero en otro se requiere para completar algún procesos. El adicionar un intercambiador de calor al sistema aumenta la inversión del sistema pero se espera tener una mejora en la eficiencia energética. En el caso de integración de flujos en los equipos la inversión es menor con la desventaja de aumento en la caída de presión. Los intercambiadores de recuperación más usados son el economizador y el preenfriador, su ubicación se puede ver en la figura 2.7.

El economizador es un intercambiador que aprovecha el calor de solución diluida que sale del generador para transferirla a la solución concentrada que sale del absorbedor, de esta forma se reduce el calor que se debe aportar en el generador y el retiro de calor

en el absorbedor. Este equipo contribuye a la mejora del coeficiente de rendimiento del ciclo. El economizador puede generar incrementos de hasta 30 % en el COP [26] por lo que se convierte en un equipo esencial del ciclo simple.

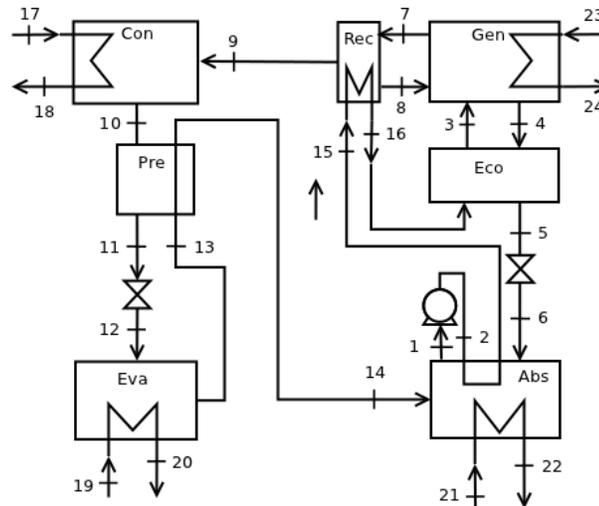


Figura 2.7. Ciclo de refrigeración con recuperación de calor e integración de flujos

El preenfriador se coloca después del condensador y recibe al flujo al salir del evaporador, de esta manera subenfriará el refrigerante líquido al calentar el vapor antes de entrar al absorbedor. Puede ser usado de dos formas:

1. Aumenta la capacidad de enfriamiento al reducir la entalpía del condensado antes del evaporador. Las desventajas de este sistema son :
  - Aumenta la necesidad de retirar calor en el absorbedor porque el refrigerante ingresa sobrecalentado.
  - Una caída de presión adicional que requerirá una presión más alta en el evaporador o un a temperatura menor en el recurso de enfriamiento en el absorbedor o menores concentraciones en los flujos de solución que se convertían en temperaturas de desorción más altas.
2. Cuando la pureza del refrigerante no es muy alta provoca aumento de temperatura en el evaporador cuando la calidad de vapor se acerca a uno. La mejor opción es evaporarla en el preenfriador. Con este método se reduce la carga del rectificador e incrementa del rendimiento.

Generalmente la solución que sale del absorbedor tiene una mayor flujo másico que la solución que sale del generador y una mayor capacidad térmica que produce una falta

de balance en el economizador. Esto puede compensarse al integrar el flujo de salida del absorbedor al rectificador como fluido de enfriamiento antes de entrar al economizador. Esta integración mejora el incremento del sistema de refrigeración.

Cuando la diferencia de temperaturas entre el absorbedor y el generador son grandes genera varias ventajas como menor flujo másico en la bomba y a su vez reducción de la energía eléctrica requerida. Menores flujos de agua de enfriamiento en el absorbedor aumentando la temperatura de salida, que puede ser aprovechado en aplicaciones de bombas de calor. Para lograrlo se requieren temperaturas mayores en la fuente de calor del generador, así mismo aumentará la temperatura a la salida del generador sumado a la reducción del flujo másico, esto aumenta la falta de balance en el economizador mencionado anteriormente. Se podría recircular la solución en el generador para aportar calor en al generación del refrigerante pero el economizador esta limitado por al capacidad térmica de la solución diluida por que que una propuesta más benéfica es aplicar la recirculación en el absorbedor. La idea es precalentar la solución concentrada antes de entrar al economizador ( o antes de la integración con el rectificador) en el absorbedor. Así que al salir e la bomba se recircula en contra corriente la solución concentrada en el absorbedor en una tubería que entra y sale sin intercambiar masa.

El diagrama de la figura 2.7 muestra todas las estrategias mencionadas para el aumento del rendimiento del ciclo.

### 2.7.3. Refrigeración por absorción con GAX

Hay ciclos de refrigeración avanzados, uno de ellos con un intercambio de calor entre el absorbedor y el generador se le conoce como GAX por sus siglas en inglés Generator/Absorber heat eXchange . El concepto de GAX simplifica el ciclo de doble efecto con flujo paralelo produciendo el mismo rendimiento. El generador y absorbedor se dividen en dos secciones y con ayuda de un fluido secundario que retira calor de la parte superior del absorbedor suministrándolo en la parte superior del generador. En la figura 4.21 se muestra un diagrama de la configuración del ciclo.

---

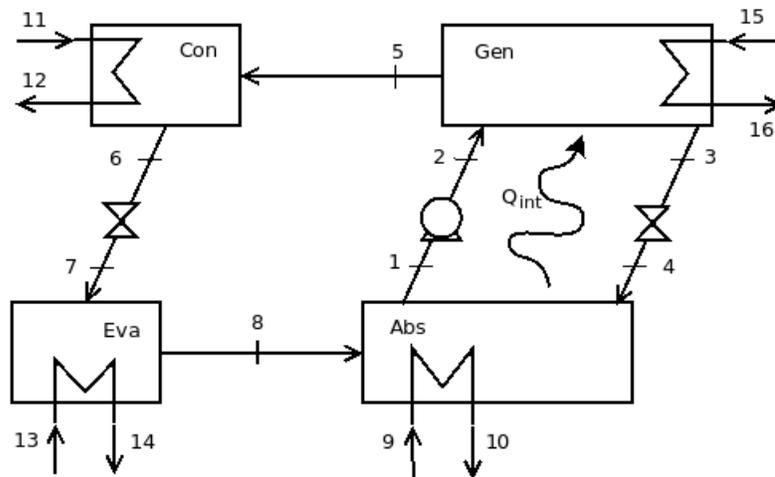


Figura 2.8. Diagrama de un sistema de refrigeración GAX

## 2.8. Fluidos de trabajo

Las sustancias que se utilizan en los ciclos por absorción son una mezcla de un refrigerante y un absorbente. Las mezclas de trabajo deben cumplir con la mayoría de las siguientes características:

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

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

La energía que puede retirar un refrigerante esta determinada por su calor de vaporización el cual es deseable que sea alto a las condiciones de operación en el evaporador. Es importante que la temperatura de solidificación del refrigerante sea mucho menor que la temperatura mínima de trabajo porque podría bloquear las tuberías en caso de que cambie de estado. El punto de ebullición del refrigerante debe estar por debajo de la

temperatura ambiente y presión atmosférica para que tenga capacidad de absorber calor de este medio. La transferencia de calor se verá favorecida si la conductividad térmica es alta, y las pérdidas de presión disminuirán si la viscosidad y la tensión superficial son bajas.

Existen diversos refrigerantes como los clorofluorocarbonos (CFC), el amoníaco, los hidrocarburos, el dióxido de carbono, el aire y el agua. Los CFC fueron prohibido por el daño que provocan a la capa de ozono, se han sustituido por otras sustancias que no contengan cloro. El amoníaco designado como R-717, es un refrigerante que se ha seguido utilizando por tener buenas propiedades térmicas.

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

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

Las mezclas refrigerante-absorbente más utilizadas son:

- Amoníaco-agua. Se necesita rectificación disminuyendo la eficiencia, se usa en aplicaciones comerciales de refrigeración y para aire acondicionado.
  - Agua-bromuro de litio. Se usa para producir agua fría y aire acondicionado, no se pueden alcanzar temperaturas mínimas por debajo de los  $0^{\circ}C$ . El bromuro de litio es corrosivo.
  - Agua-sales inorgánicas. Estas mezclas se han buscado como opción a la anterior buscando sustituir el bromuro de litio por su alto nivel de corrosividad. Las sales no tienen presión de vapor pero son miscibles en un rango limitado de concentraciones.
  - Alcohol-agua. Esta mezcla puede operar por debajo del  $0^{\circ}C$  usando metanol o etanol, sin embargo es tóxica, flamable y corrosiva.
  - Amoníaco-aminas con sales. Las sales utilizadas con amoníaco son el tiocianato de
-

sodio, tiocianato de litio, nitrato de litio y cloruro de calcio, las aminas consideradas son la metilamina, etilamina dimetilamina. La ventaja del uso de estas sustancias es el evitar el uso del rectificador.

- Fluorocarbonos-líquidos orgánicos. Se usan los refrigerantes usados en sistemas de compresión, se han estudiado los refrigerantes R21, R123a, R133a usando como absorbentes líquidos tetraetilenglicoldimetilher E181, dimetilformaida, etiletetrahidrofurileter y dietilenglicoldimetileter.



---

# Capítulo 3

## Método

---

## 3.1. Introducción

El análisis exergético se ha presentado a lo largo del tiempo desde varias perspectivas, es decir hay varios grupos de trabajo que han presentados diferentes métodos con una variedad amplia de indicadores a partir de las mismas bases, la combinación del balance de energía y de exergía. El concepto de disponibilidad de la energía surge en los inicios de la formulación de la segunda ley de la termodinámica. En 1956 fue acuñado el termino de exergía reemplazando los términos como disponibilidad, energía disponible, energía útil y capacidad de trabajo. Varios metodologías se han consultado para el desarrollo de este trabajo principalmente el método presentado por Kotas [24], los parámetros presentado por Rivero [30] y la teoría del costo exergético de Valero [31]. Y se han apoyado los conceptos y el desarrollo en otro autores como la perspectiva de Szargut [25], y Dincer [32]. En este capítulo se presenta la metodolgia que se uso en el desarrollo de los diversos análisis. En un inicio se presenta el cálculo de exergía química que se utiliza para todos los sistemas. La metodología de análisis aplicada a un ciclo de refrigeración de simple efecto con sus modificaciones. Y la metodología del costo exergético aplicado al ciclo de refrigeración por compresión, a un ciclo de simple efecto y a un ciclo avanzado. Por último se presenta las condiciones de las pruebas realizadas en un sistema de refrigeración en desarrollo.

## 3.2. Fluido de trabajo

Un factor importante para la refrigeración solar es el uso de mezclas que requieran temperatura más bajas de generación debido a que la inversión en la tecnología solar será menor. La mezcla amoniaco-nitrato de litio presenta esta ventaja, sin embargo se eligió trabajar con la mezcla amoniaco-agua que presenta la desventaja de requerir un equipo adicional, el rectificador, para purificar el refrigerante saliendo del generador. La decisión fue tomada después de realizar la revisión de las propiedades reportadas de ambas mezclas. Aunque existe un algoritmo para el cálculo de la entropía del mezcla nitrato de litio, no han sido reportadas los coeficientes de actividad para el cálculo de la exergía química de la mezcla.

### 3.2.1. Cálculo de la exergía química

Para el cálculo de la exergía química de la mezcla amoniaco agua, se usó la ecuación 2.39, recordando que las concentraciones son en base molar. Se utilizaron los datos de las

---

exergías químicas estándar de las sustancias mostradas en la tabla 3.1 con datos de Kotas [24]. Los coeficientes de actividad se reprodujeron a partir de las relaciones presentadas por Ibrahim [3]. Se presenta en la figura 3.1 la reproducción de los coeficientes obtenidos. Se realizó un programa en C que se alimenta con la concentración másica de la mezcla y con esta obtiene la exergía química de la mezcla.

$$b_{0M} = \sum_i x_i b_{0i} + \tilde{R}T_0 \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad (3.1)$$

Tabla 3.1. Datos para el cálculo de exergía química de la mezcla amoniaco agua

Sustancia	Edo	n	$b_{0i}$	
			kJ/kmol	kJ/kg
H2O	l	18.01534	3,120.00	173.18
NH3	g	17.0305	341,250.00	20,037.58

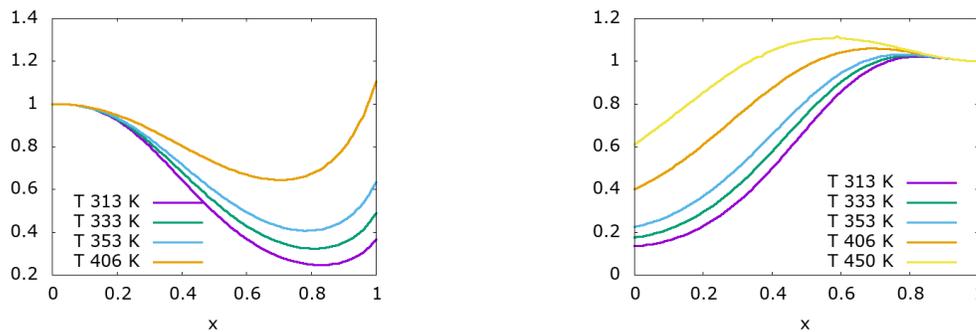


Figura 3.1. Coeficiente de actividad del agua (izquierda) y del amoniaco (derecha) para diferentes temperaturas.

### 3.3. Metodología del análisis exergético

#### 3.3.1. Parámetros de evaluación

Los parámetros de evaluación son indicadores que dan información acerca de los procesos y se dividen en dos ramos, las pérdidas de exergía y los indicadores. Las pérdidas cuantifican la exergía que no se utilizan en los procesos y los indicadores dan información de la relación entre la operación real y la operación máxima que puede obtenerse del sistema.

### Pérdidas de exergía

Las pérdidas de la capacidad para realizar un trabajo es decir pérdidas de exergía se dividen en dos, las pérdidas debido a las irreversibilidades en el sistema y las pérdidas debido a los efluentes. Algunos autores a los efluentes les llaman irreversibilidades externas, las irreversibilidades internas también se conocen como destrucción de la exergía.

**Irreversibilidades** Los procesos irreversibles se pueden dividir en dos grupos de fenómenos. Los fenómenos de disipación que consisten en la conversión de trabajo en energía interna, como lo son la fricción en fluidos o en sólidos, la histéresis, la resistencia térmica, etc. El otro grupo está relacionado a los procesos espontáneos que experimenta un sistema en el intento de regresar al equilibrio, como lo son reacciones químicas, difusión, expansiones no controladas y transferencia de calor buscando el equilibrio térmico.

Las irreversibilidades internas se pueden calcular mediante el balance de exergía y por el teorema de Gouy-Stodola.

**Efluentes** Un efluente es la exergía arrojada al medio ambiente, es una pérdida que no se debe a irreversibilidades sino al flujo de exergía que no es utilizado en los procesos. La posibilidad de que esta exergía sea utilizada dependerá de la temperatura a la que es arrojada. Si la temperatura es menor a la temperatura necesaria para algún proceso difícilmente podrá ser utilizada.

### Indicadores exergéticos

**Eficiencia** La eficiencia es la relación entre la exergía de salida y la exergía de entrada. Su valor máximo es 1 y el mínimo 0, puede ser expresada como porcentaje. Indica la relación de las irreversibilidades con respecto a la exergía de entrada. Se calcula como lo muestran las ecuaciones (3.2) y (3.3). La eficiencia es independiente de la función del sistema porque es la relación entre salidas y entradas de exergía sin importar cuál es el objetivo del proceso.

$$\eta = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} \quad (3.2)$$

$$\eta = 1 - \frac{I}{\sum Ex_e} \quad (3.3)$$

**Efectividad** Las transferencias de exergía en un equipo pueden ser diferenciadas en dos grupos que representan la salida deseada y la entrada necesaria. Las exergías de entrada y de salida pueden ser exergías asociadas a un trabajo, a una transferencia de calor o a una transferencia de masa. Todas las transferencias de exergía deben estar representadas en alguno de los dos grupos. La relación entre la exergía de la salida deseada y la exergía de entrada necesaria se le conoce como efectividad, Kotas [24] la denomina eficiencia racional. La efectividad sirve para evaluar si el sistema cumple adecuadamente su función es decir es una medida de la capacidad para producir el efecto deseado. Este parámetro corresponde a la eficiencia térmica en el análisis de primera ley. El valor máximo de la efectividad es uno, se calcula como lo indica la ecuación (3.4) o la (3.5).

$$\psi = \frac{Ex_{sd}}{Ex_{en}} \quad (3.4)$$

$$\psi = 1 - \frac{I}{Ex_{en}} \quad (3.5)$$

**Rendimiento** El rendimiento es la relación entre las pérdidas de exergía y la exergía de entrada. Las pérdidas de exergía como se mencionó anteriormente las constituyen las irreversibilidades y los efluentes. Este parámetro difiere de la eficiencia porque en este se toma en cuenta el efluente como una pérdida de exergía.

$$\xi = 1 - \frac{I + Efl}{Ex_e} \quad (3.6)$$

**Potencial de mejoramiento** Van Gool ha propuesto que el máximo mejoramiento en la eficiencia exergética para un proceso o sistema se alcanza cuando la pérdida de exergía o irreversibilidades son minimizadas [22]. El sugiere utilizar el concepto de un “potencial de mejoramiento” exergético. Este potencial de mejoramiento lo denota de la siguiente forma

$$IP = (1 - \psi)(Ex_e - Ex_s) \quad (3.7)$$

Rivero [33] presenta una modificación al parámetro de Van Gool, le añade una aportación debido a los efluentes. El potencial de mejoramiento según Rivero es la suma de tres potenciales: el absoluto (relacionado con las irreversibilidades internas),

---

el relativo (relacionado con la efectividad), y el ambiental (relacionado con los efluentes). Este parámetro da una medida de la capacidad de optimización del sistema, qué tanto y qué tan fácilmente podría mejorarse el sistema.

$$Pot = I(1 - \psi) + Efl \quad (3.8)$$

### 3.3.2. Metodología

La metodología utilizada para realizar análisis exergéticos consta de los siguientes pasos.

- Realizar el diagrama del sistema incluyendo los flujos de masa, las transferencias de calor y de trabajo.
- Aplicar la ecuación de balance de masa.
- Calcular las propiedades de entalpía, entropía y volumen específico de cada estado.
- Elaborar balance de energía y exergía para cada componente del sistema.
- Calcular los parámetros de evaluación: irreversibilidades, efluentes, eficiencia y efectividad.
- Calcular el potencial de mejoramiento.
- Analizar los resultados.
- Buscar las condiciones de operación óptimas para el sistema.

## 3.4. Análisis exergético de un ciclo de refrigeración por absorción

Se realizó el análisis exergético a varios ciclos de refrigeración aplicando la metodología presentada anteriormente. Todos los ciclos son ciclos de refrigeración por absorción que usan amoníaco agua como par de trabajo. El programa de computo “Engineering Equation Solver” (EES) resuelve las ecuaciones del balance energético y de masa. Se utilizó para resolver los balances energéticos, de masa y modelos de los intercambiadores

---

y para calcular las propiedades termodinámicas en todos los estados definidos, posteriormente el balance exergético y el cálculos de los parámetros se realiza en una hoja de cálculo. Los modelos para el calculo de las de la mezcla amoníaco agua en el EES son los presentados por Ibrahim [3].

El primer ciclo analizado se trata de un ciclo básico que consta de: absorbedor, bomba, economizador, generador, válvula de solución, rectificador, condensador, válvula de refrigerante y evaporador. Un diagrama de este ciclo se muestra en la figura 3.2. A este ciclo se le identificará como E1. Al primer ciclo se le añade un preenfriador, un

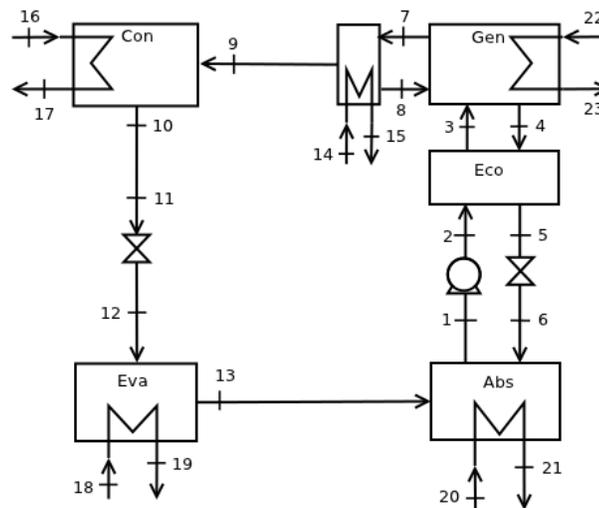


Figura 3.2. Ciclo de refrigeración básico con economizador y rectificador. E1

intercambiador entre el condensador y el evaporador. A este ciclo se le identificará como E2 y su diagrama se presenta en la figura 3.3. Al tercer ciclo se le agrega la integración del rectificador, es decir que la solución que sale de la bomba de circulación se ingresa al rectificador como fluido de enfriamiento para después pasar por el economizador. El diagrama de este ciclo identificado como E3 se presenta en la figura 3.4. El cuarto ciclo analizado, al cual se le llamará E4, es igual al ciclo E3 añadiendo la recirculación de la solución en el absorbedor. El diagrama es el de la figura 3.5.

Para realizar la comparación entre los resultados de la simulación todos los ciclos tienen las mismas condiciones de operación. Se considera que el agua de enfriamiento entrando al condensador y al absorbedor provienen de la misma fuente por lo que su temperatura es la misma y es de 40 °C, la eficiencia de la bomba es 90 %, la efectividad de los intercambiadores es de 80 %. La concentración del refrigerante que sale del rectificador es de 0.9996, esto considera que tiene muy pocas trazas de agua. Se considera que en la salida del refrigerante del evaporador la cantidad de vapor sobre masa total es de 0.975. La masa que fluye del absorbedor hacia el generador es de 1 kg/s, y la diferencia de

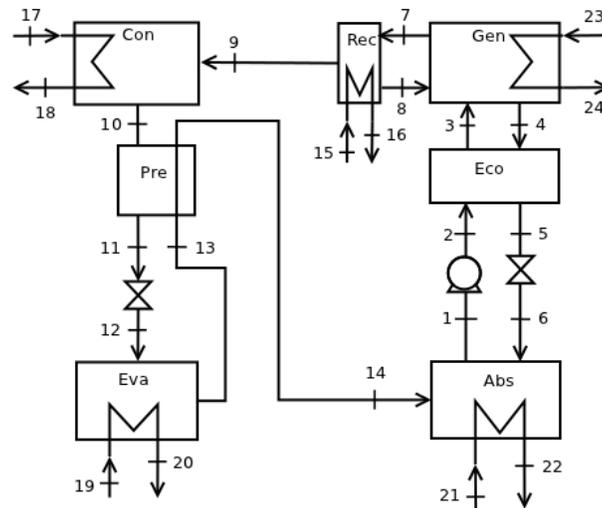


Figura 3.3. Ciclo de refrigeración con economizador, rectificador y preenfriador. E2

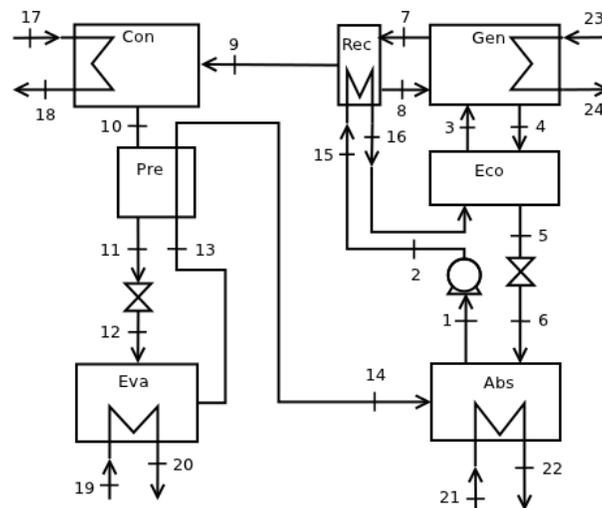


Figura 3.4. Ciclo de refrigeración amoníaco agua con rectificador integrado. E3

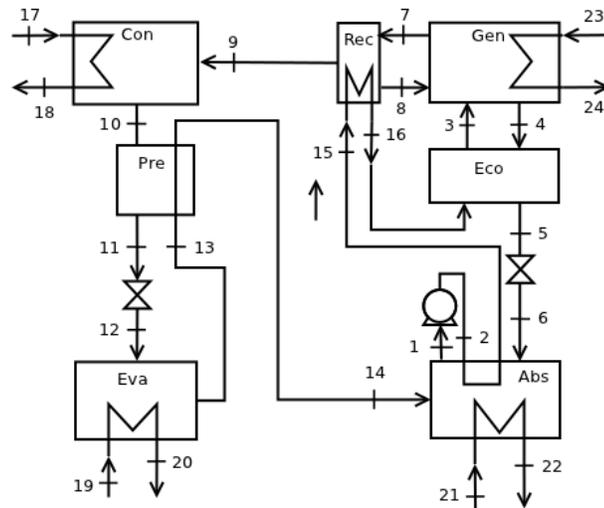


Figura 3.5. Ciclo de refrigeración con recirculación en el absorbedor. E4

concentraciones entre la solución concentrada y diluida es de 0.1. El resumen de todas las condiciones se muestran en la tabla 3.2.

El balance energético de los ciclos se resuelve de forma interna, se considera que todos los componentes tienen 100 % de eficiencia, se determinan las condiciones de los fluidos de enfriamiento y el fluido en el generador, estas condiciones se muestran en la tabla 3.3. El fluido de enfriamiento y de calentamiento es agua a presión atmosférica.

Para el análisis exergético se toman los valores de referencia de presión  $P_0 = 100 \text{ kPa}$  y de temperatura de  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ .

Las suposiciones que se hacen al realizar el análisis son las siguientes:

- Estado estacionario, es decir las propiedades no cambian con el tiempo.
- Las pérdidas de calor hacia el ambiente son despreciables.
- Las pérdidas de presión en las tuberías y en los componentes son despreciables.
- Las componentes de energía cinética y potencial son despreciables.

Para cada ciclo se realizan los balances de masa, energía y exergía. Se presentarán estos balances para el ciclo E2, los demás se pueden fácilmente desarrollar a partir de este ejercicio.

Tabla 3.2. Condiciones de operación

$\eta_b$	0.9	
$\epsilon_{eco}$	0.8	
$\epsilon_{pre}$	0.8	
$T_{13}$	-10	°C
$q_{13}$	0.975	
$m_1$	1	$\frac{kg}{s}$
$T_1$	40	°C
$T_{10}$	40	°C
$x_9$	0.9996	
$\Delta x_{ag}$	0.1	

Tabla 3.3. Fluidos de intercambio de calor

Rectificador		
$T_e$	20	°C
$m$	1	$\frac{kg}{s}$
Condensador		
$T_e$	20	°C
$m$	1	$\frac{kg}{s}$
Evaporador		
$T_e$	18	°C
$m$	5	$\frac{kg}{s}$
Absorbedor		
$T_e$	20	°C
$m$	2	$\frac{kg}{s}$
Generador		
$T_e$	140	°C
$m$	5	$\frac{kg}{s}$

### Balance de masa y energía

Se presentan los balances de masa y energía para cada uno de los componentes del ciclo E2. Primero se desarrolla el balance de masa general seguido del balance de masa del refrigerante, para el balance de energía se inicia con el balance interno y al final el balance de energía del fluido de enfriamiento o de calentamiento según el sistema.

---

#### Absorbedor

---

$$m_1 = m_6 + m_{14}$$

$$m_{22} = m_{21}$$

$$m_1 x_1 = m_6 x_6 + m_{14} x_{14}$$

$$m_1 h_1 = m_6 h_6 + m_{14} h_{14} - Q_{abs}$$

$$Q_{abs} = m_{21}(h_{22} - h_{21})$$


---

---

#### Bomba

---

$$m_1 = m_2$$

$$x_1 = x_2$$

$$m_1 h_1 + W = m_2 h_2$$


---

---

#### Economizador

---

$$m_2 = m_3$$

$$m_4 = m_5$$

$$x_2 = x_3$$

$$x_4 = x_5$$

$$Q_a = m_2(h_{3a} - h_2)$$

$$Q_b = m_4(h_4 - h_{5b})$$

$$h_{3a} = h(T_4, P_3, x_3)$$

$$h_{5b} = h(T_2, P_5, x_5)$$

$$Q_{eco} = \epsilon \quad Q_{min}(Q_a, Q_b)$$


---

---

 Generador
 

---

$$m_3 + m_8 = m_4 + m_7$$

$$m_{24} = m_{23}$$

$$m_3x_3 + m_8x_8 = m_4x_4 + m_7x_7$$

$$m_3h_3 + m_8h_8 + Q_{gen} = m_4h_4 + m_7h_7$$

$$Q_{gen} = m_{23}(h_{23} - h_{24})$$

Válvula de solución

$$m_5 = m_6$$

$$x_5 = x_6$$

$$h_5 = h_6$$


---

---

 Rectificador
 

---

$$m_7 = m_8 + m_9$$

$$m_7x_7 = m_8x_8 + m_9x_9$$

$$m_7h_7 = m_8h_8 + m_9h_9 + Q_{rec}$$

$$x_3 = x_8$$

$$h_8 = h_3|_{q=0}$$


---

---

 Condensador
 

---

$$m_9 = m_{10}$$

$$m_{17} = m_{18}$$

$$x_9 = x_{10}$$

$$m_9h_9 = m_{10}h_{10} + Q_{con}$$

$$Q_{con} = m_{17}(h_{18} - h_{17})$$


---

---

 Preenfriador
 

---

$$m_{10} = m_{11}$$

$$m_{13} = m_{14}$$

$$x_{10} = x_{11}$$

$$x_{13} = x_{14}$$

$$Q_a = m_{13}(h_{14a} - h_{13})$$

$$Q_b = m_{10}(h_{10} - h_{11b})$$

$$h_{14a} = h(T_{10}, P_{14}, x_{14})$$

$$h_{11b} = h(T_{13}, P_{11}, x_{11})$$

$$Q_{pre} = \epsilon \quad Q_{min}(Q_a, Q_b)$$


---

---

Válvula del refrigerante

---

$$m_{11} = m_{12}$$

$$x_{11} = x_{12}$$

$$h_{11} = h_{12}$$


---

Evaporador

---

$$m_{12} = m_{13}$$

$$m_{19} = m_{20}$$

$$m_{12}h_{12} + Q_{eva} = m_{13}h_{13}$$

$$Q_{eva} = m_{19}(h_{19} - h_{20})$$


---

### Balance de exergía

Se presentan los balances de exergía a continuación. Se calcula para cada componente la exergía de entrada, la exergía de salida, la exergía de salida deseada y la exergía de entrada necesaria. También se calculan las irreversibilidades con dos métodos, el balance de exergía y el teorema de Gouy-Stodola, con el fin de verificar el cálculo.

---

Absorbedor

---

$$Ex_e = Ex_6 + Ex_{14} + Ex_{21}$$

$$Ex_s = Ex_1 + Ex_{22}$$

$$Ex_{sd} = Ex_{22} - Ex_{21}$$

$$Ex_{en} = Ex_6 + Ex_{14} - Ex_1$$

$$I = Ex_6 + Ex_{14} + Ex_{21} - Ex_1 - Ex_{22}$$

$$I = T_0(m_1s_1 + m_{22}s_{22} - m_6s_6 - m_{14}s_{14} - m_{21}s_{21})$$

$$Efl = Ex_{22}$$


---

Economizador

---

$$Ex_e = Ex_2 + Ex_4$$

$$Ex_s = Ex_3 + Ex_5$$

$$Ex_{sd} = Ex_3 - Ex_2$$

$$Ex_{en} = Ex_4 - Ex_5$$

$$I = Ex_2 + Ex_4 + Ex_3 - Ex_5$$

$$I = T_0(m_3s_3 + m_5s_5 - m_2s_2 - m_4s_4)$$


---

---

 Generador
 

---

$$Ex_e = Ex_3 + Ex_8 + Ex_{23}$$

$$Ex_s = Ex_4 + Ex_7 + Ex_{24}$$

$$Ex_{sd} = Ex_4 + Ex_7 - Ex_8 - Ex_3$$

$$Ex_{en} = Ex_{23} - Ex_{24}$$

$$I = Ex_3 - Ex_8 + Ex_{23} - Ex_4 - Ex_7 - Ex_{24}$$

$$I = T_0(m_4s_4 + m_7s_7 + m_{24}s_{24} - m_3s_3 - m_8s_8 - m_{23}s_{23})$$

$$Efl = Ex_{24}$$


---

 Rectificador
 

---

$$Ex_e = Ex_7 + Ex_{15}$$

$$Ex_s = Ex_8 + Ex_9 + Ex_{16}$$

$$Ex_{sd} = Ex_{16} - Ex_{15}$$

$$Ex_{en} = Ex_7 - Ex_9 - Ex_8$$

$$I = Ex_7 + Ex_{15} - Ex_8 - Ex_9 - Ex_{16}$$

$$I = T_0(m_8s_8 + m_9s_9 + m_{16}s_{16} - m_7s_7 - m_{15}s_{15})$$

$$Efl = Ex_{16}$$


---

 Condensador
 

---

$$Ex_e = Ex_9 + Ex_{17}$$

$$Ex_s = Ex_{10} + Ex_{18}$$

$$Ex_{sd} = Ex_{18} - Ex_{17}$$

$$Ex_{en} = Ex_9 - Ex_{10}$$

$$I = Ex_9 + Ex_{17} - Ex_{10} + Ex_{18}$$

$$I = T_0(m_{10}s_{10} + m_{18}s_{18} - m_9s_9 - m_{17}s_{17})$$

$$Efl = Ex_{18}$$


---

 Preenfriador
 

---

$$Ex_e = Ex_{10} + Ex_{13}$$

$$Ex_s = Ex_{11} + Ex_{14}$$

$$Ex_{sd} = Ex_{10} - Ex_{11}$$

$$Ex_{en} = Ex_{13} - Ex_{15}$$

$$I = Ex_{10} + Ex_{13} - Ex_{11} - Ex_{14}$$

$$I = T_0(m_{11}s_{11} + m_{14}s_{14} - m_{10}s_{10} - m_{13}s_{13})$$


---

---

Evaporador

---

$$Ex_e = Ex_{12} + Ex_{19}$$

$$Ex_s = Ex_{13} + Ex_{20}$$

$$Ex_{sd} = Ex_{19} - Ex_{20}$$

$$Ex_{en} = Ex_{12} - Ex_{13}$$

$$I = Ex_{12} + Ex_{19} - Ex_{13} - Ex_{20}$$

$$I = T_0(m_{13}s_{13} + m_{20}s_{20} - m_{12}s_{12} - m_{19}s_{19})$$


---

### 3.5. Metodología para el desarrollo del análisis exergoeconómico

Un sistema que puede ser una central térmica o un refrigerador por absorción esta formado por un conjunto de unidades, equipos u aparatos relacionados entre sí a través de flujos de materia y/o energía. Las unidades pueden ser independientes o pueden se englobados para varios dispositivos que desempeñen una función en particular.

La exergía es una función de estado, por lo tanto la exergía de un producto es independiente del proceso utilizado para fabricarlo y representa la mínima cantidad de trabajo necesario para construirlo. Los procesos reales son irreversibles es decir presentan destrucciones y pérdidas de exegía, por esto resulta que la cantidad de exergía necesaria para obtener un producto dependerá del proceso utilizado y a esto se le llamará costo exergético. El costo exergético siempre será mayor o igual a la exergía.

El objetivo de la optimización exergética es minimizar el costo exergético unitario, ecuación 3.9, o maximizar la eficiencia exergética, ecuación 3.10.

$$k = \frac{\text{Costo exergético}}{\text{Exergía}} \quad (3.9)$$

$$\eta_b = \frac{\text{Exergía}}{\text{Costo exergético}} \quad (3.10)$$

En la figura 3.5 se representa una central térmica como un sistema agregado. El sistema presenta interacciones de masa y energía, éstas interacciones se pueden clasificar en recurso, producto o pérdida dependiendo del objetivo del sistema. El producto de este sistema es la exergía de la energía eléctrica. Los recursos corresponden a la exergía que

---

se debe suministrar al sistema para conseguir el producto deseado, es decir la exergía del flujo de combustible y aire. Las pérdidas correspondientes a la irreversibilidades externas son la exergía del flujo de los gases a la chimenea y la exergía del calor que se transfiere al ambiente. La irreversibilidad interna es la correspondiente a la destrucción de exergía.

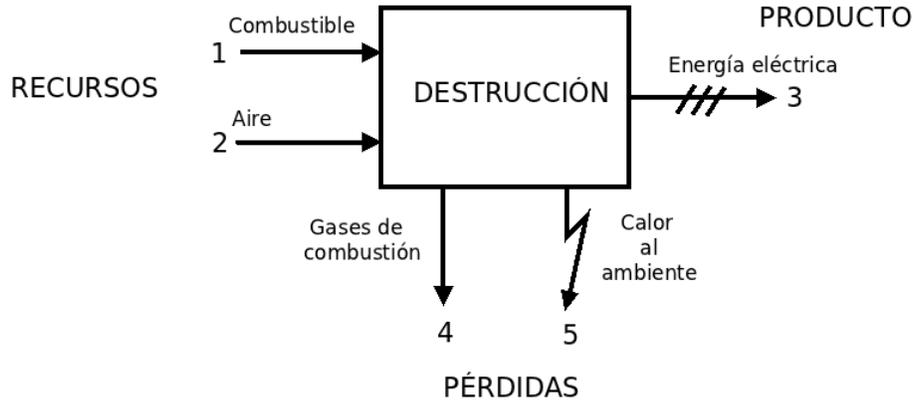


Figura 3.6. Diagrama de una central térmica para producción de electricidad

El balance de exergía se plantea como la exergía del productos es igual a la exergía de los recursos menos las pérdidas y la destrucción.

$$\text{PRODUCTO} = \text{RECURSO} - \text{PÉRDIDAS} - \text{DESTRUCCIÓN}$$

Para el sistema de la figura 3.5, el balance se presenta de la siguiente forma.

$$B_3 = (B_1 + B_2) - (B_4 + B_5) - B_d \quad (3.11)$$

Entonces el rendimiento exergético del proceso sera

$$\eta_b = \frac{\text{PRODUCTO}}{\text{RECURSO}} \quad (3.12)$$

El inverso de la eficiencia es el consumo de exergía requerido por la instalación para generar una unidad de exergía del producto es decir el costo exergético unitario,  $k$ .

$$k = \frac{1}{\eta_b} \quad (3.13)$$

### 3.5.1. Equipos disipativos

Existen equipos dentro de los sistemas a los cuales no se les puede asociar un producto útil en términos de exergía, participan en el proceso global pero no tienen una función productiva. Estos equipos Kotas los divide en tres grupos:

- Equipos cuya función principal es disipar calor con el ambiente. Como condensadores, bombas de calor.
- Sistemas diseñados para acelerar procesos de naturaleza espontánea, como sistemas de secado. En estos casos el flujo de materia no experimenta un incremento de exergía, incluso a veces experimentan una reducción.
- Equipos que por diseño son disipativos, como las tuberías, válvulas de estrangulación y mezcladores.

Aunque a estos equipos no se les pueda definir un producto en términos de exergía, se puede evaluar su funcionamiento termodinámicamente. Se puede utilizar la irreversibilidad total por unidad de producto ya sea la cantidad de calor disipado, o la cantidad de masa evaporada o la cantidad de mezcla formada.

### 3.5.2. Análisis exergético

Cuando los sistemas constan de varias unidades o equipos con relaciones complejas, sería importante conocer la cantidad de recurso que ha sido necesaria para construir los flujos internos. Esto se puede lograr conociendo los flujos de exergía y definiendo la eficiencia de los equipos que constituyen el sistema.

### 3.5.3. Matriz de incidencia

A partir del diagrama de flujos se construye la matriz de incidencia que es la definición de interacciones de masa y energía con los equipos. La matriz de incidencia  $A$  es una matriz de  $n$  por  $m$ , siendo  $n$  el número de equipos y  $m$  el número de flujos. Se recomienda que primero se pongan los flujos de masa, después los de calor y trabajo.  $A$  es una matriz que solo contiene los valores de 0, 1, y -1. El cero significa que ese flujo y el sistema no interactúan, si el flujo  $m$  entra al sistema  $n$  en el valor de la posición  $n,m$  de la matriz tendrá el valor de 1 y si sale será un -1.

En el diagrama de la figura 3.7 se muestra un sistema de refrigeración por compresión. El sistema está compuesto por cuatro equipos y ocho flujos.

La matriz de incidencia asociada al sistema de refrigeración por compresión es la siguiente:

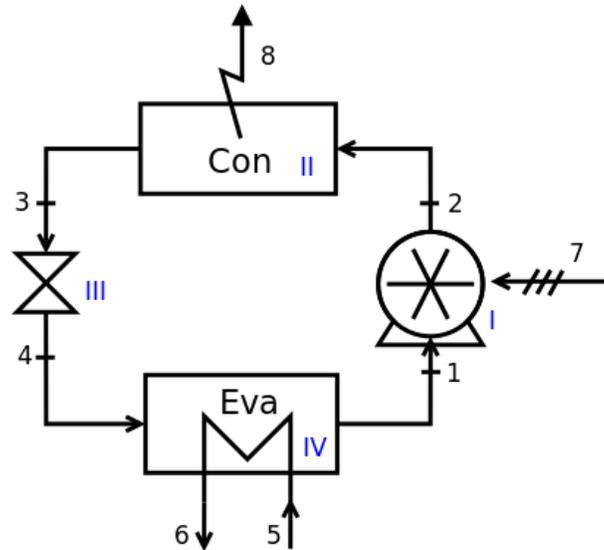


Figura 3.7. Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión

Tabla 3.4. Matriz de incidencia A para el sistema de refrigeración por compresión

Equipos/Flujos	1	2	3	4	5	6	7	8
I	1	-1	0	0	0	0	1	0
II	0	1	-1	0	0	0	0	-1
III	0	0	1	-1	0	0	0	0
IV	-1	0	0	1	1	-1	0	0

Los balances de masa, energía y exergía se plantean de la siguiente forma:

$$A \times M = 0 \quad (3.14)$$

$$A \times E = 0 \quad (3.15)$$

$$A \times B = I \quad (3.16)$$

Donde M, E, B e I son vectores de de m elementos correpondientes a los m flujos. M es el vector de flujo másico, si el elemento es un flujo de calor o de trabajo su valor será cero. E y B son los vectores de energía y exergía respectivamente. I es un vector de n elementos, el valor de cada elemento corresponde a la irreversibilidad interna del equipo n.

### 3.5.4. Definición de los recursos, los productos y las pérdidas

Para cada equipo se debe llevar a cabo la clasificación de los flujos. Cada flujo puede representar un recurso, un producto o una pérdida, todos deben estar incluidos en alguna categoría. La tabla 3.5 muestra la definición del sistema de refrigeración por compresión.

Tabla 3.5. Definición de los recursos productos y pérdidas.

	F	P	L
I	7	2-1	
II	-8	3-2	
III	3	4	
IV	4-1	6-5	

De la misma forma que se elabora la matriz de incidencia se elaboran las matrices de recurso  $A_F$ , producto  $A_P$  y pérdidas  $A_L$ , en cada matriz se consideran únicamente los flujos correspondientes. De tal forma que la resta de la matriz de recursos menos la de productos y la de pérdidas debe dar la matriz de incidencia.

$$A_F = A_F - A_P - A_L \quad (3.17)$$

Para obtener el valor del recurso, producto y pérdidas de cada equipo basta con multiplicar la matriz respectiva por el vector de exergía. Lo anterior lo muestran las ecuaciones de la 3.18 a la 3.20.

$$A_F \times B = F \quad (3.18)$$

$$A_P \times B = P \quad (3.19)$$

$$A_L \times B = L \quad (3.20)$$

La destrucción

$$F - P - L = D \quad (3.21)$$

### 3.5.5. Reglas para la asignación de costos

Para conocer los costos exergéticos de cada flujo en el sistema se debe resolver una ecuación matricial, la ecuación 3.22.

$$A \times B^* = 0 \quad (3.22)$$

El número de flujos  $m$  siempre es mayor que el número de equipos  $n$ , así que para resolver el sistema se tienen que añadir  $m-n$  ecuaciones que formaran una matriz como lo muestra la ecuación 3.23. Las ecuaciones que se añadan definirán el comportamiento de los costos energéticos, se elaboran a partir de proposiciones.

$$\alpha \times B^* = \omega \quad (3.23)$$

Entonces la ecuación

$$\begin{array}{r} A \quad 0 \\ - \times B^* = - \\ \alpha \quad \omega \end{array} \quad (3.24)$$

Para el planteamiento de las proposiciones para asignar costos hay que recordar las siguientes cosas

- El costo exergético  $B^*$  de un flujo es la cantidad real de exergía que ha sido necesaria para producirlo.
- Se requiere conocer la definición de recurso, producto y pérdida, conocer el proceso global y el objetivo de cada uno de los equipos dentro del sistema para asignar sus costos.
- El costo de los flujos de entrada a un equipo deben repercutir los costos de los flujos útiles que salen del equipo.

Existen cuatro proposiciones para la asignación de costos, se usará el sistema de la figura 3.8 que es un sistema que engloba todas las posibilidades de interacción para ejemplificar las proposiciones.

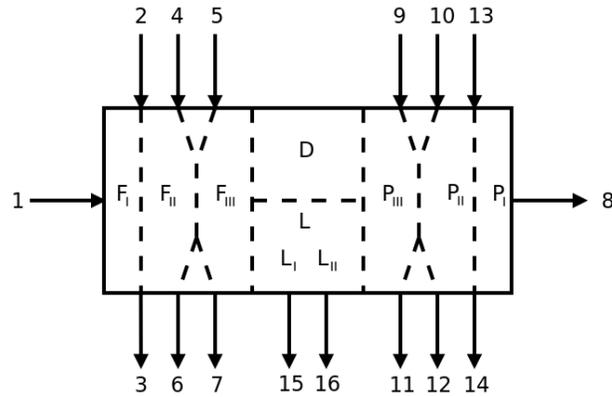


Figura 3.8. Sistema genérico

### Proposición 1

El costo exergético es una propiedad conservativa. Así para el sistema de la figura 3.8 queda

$$B_1^* + B_2^* - B_3^* + B_4^* + B_5^* - B_6^* - B_7^* - B_9^* + B_9^* + B_{10}^* - B_{11}^* - B_{12}^* + B_{13}^* - B_{14}^* = 0 \quad (3.25)$$

Esta ecuación ya está planteado como un sistema de ecuaciones en la matriz de incidencia A.

### Proposición 2

Para las componentes de recurso ya sea de una entrada con una salida o varios flujos de entrada relacionados con varios flujos de salida, el costo exergético unitario de los flujos de salida debe ser igual al de los flujos de entrada. Para el sistema del diagrama de la figura 3.8 esta proposición se desarrolla para \$F\_{II}\$ de la siguiente forma

$$\frac{B_2^*}{B_2} - \frac{B_3^*}{B_3} = 0 \quad (3.26)$$

Para \$F\_{III}\$ se forman las ecuaciones 3.27 y 3.28.

$$\frac{B_4^* + B_5^*}{B_4 + B_5} - \frac{B_6^*}{B_6} = 0 \quad (3.27)$$

$$\frac{B_4^* + B_5^*}{B_4 + B_5} - \frac{B_7^*}{B_7} = 0 \quad (3.28)$$

La exergía de los flujos de entrada es exergía que no ha sido aprovechada en el proceso que desarrolla el equipo.

### Proposición 3

Si un equipo tiene un producto total formado por varias componentes todas ellas tendrán el mismo costo exergético unitario. Aplicándolo al sistema ejemplo tenemos :

$$\frac{B_8^*}{B_8} - \frac{B_{13}^* - B_{14}^*}{B_{13} - B_{14}} = 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{B_8^*}{B_8} - \frac{B_9^* + B_{10}^* - B_{11}^* - B_{12}^*}{B_9 + B_{10} - B_{11} - B_{12}} = 0 \quad (3.30)$$

Si una componente del producto tiene varios flujos de salida se les asignará el mismo costo exergético unitario a todos los flujos de salida. Para  $P_{III}$ .

$$\frac{B_{11}^*}{B_{11}} - \frac{B_{12}^*}{B_{12}} = 0 \quad (3.31)$$

Si se identifican varios productos en el mismo equipo, el proceso de formación es el mismo para todos por lo tanto tienen el mismo valor de costo.

### Proposición 4

A los flujos de pérdidas se les asigna valor nulo a su costo exergético ya que no tiene utilidad después del proceso. Para el sistema genérico de la figura 3.8 las ecuaciones quedan

$$B_{15}^* = 0 \quad (3.32)$$

$$B_{16}^* = 0 \quad (3.33)$$

### Proposición 5

Cuando no se tiene el valor de costo exergético de los flujos de entrada entonces estos sería igual a su valor de exergía. Para el sistema de ejemplo

$$B_1^* = B_1 \quad (3.34)$$

$$B_2^* = B_2 \quad (3.35)$$

$$B_4^* = B_4 \quad (3.36)$$

$$B_5^* = B_5 \quad (3.37)$$

$$B_9^* = B_9 \quad (3.38)$$

$$B_{10}^* = B_{10} \quad (3.39)$$

$$B_{13}^* = B_{13} \quad (3.40)$$

### 3.5.6. Análisis exergoeconómico

El cálculo de los costos de los flujos es importante porque están relacionados con los costos de producción y con el costo final del producto. El conocer los costos de los procesos da información que facilita la toma de decisiones para la optimización del sistema.

El costo exergoeconómico de un flujo de exergía es la suma de dos contribuciones: el valor monetario de la exergía de entrada para producir el flujo que esta relacionado con el costo exergético y el costo asociado al proceso productivo, donde entran los costo de inversión, operación y mantenimiento.

Se puede plantear el costo exergoeconómico para cada equipo del sistema como lo indica la ecuación 3.41

$$\Pi_F + Z = \Pi_P \quad (3.41)$$

Si consideramos la ecuación 3.41 para cada equipo de la planta se plantea la ecuación 3.42 que corresponde a todo el sistema. En ésta ecuación la incógnita es el costo exergoeconomico  $\Pi$ , así que se agregaran las ecuaciones necesarias para poder resolver la ecuación matricial utilizando las mismas proposiciones que se usan para obtener el costo exergético.

$$A \times \Pi = -Z \quad (3.42)$$

Se forma un sistema de ecuaciones que se puede arreglar de forma matricial como:

$$\alpha \times \Pi = \omega_z \quad (3.43)$$

El vector  $\omega_z$  corresponde a la valoración económica externa, la parte del costo que esta relacionada con la operación, inversión y mantenimiento.

Agregando la ecuación para ser resuelta queda:

$$\begin{array}{r} A \quad -Z \\ - \times \Pi = - \\ \alpha \quad \omega_z \end{array} \quad (3.44)$$

### 3.5.7. Metodología de aplicación

Para la evaluación de costos exergéticos y exergoeconómicos se deben seguir los siguientes pasos

1. Definición de la estructura de la planta.
-

- Elaborar diagrama de flujos que muestre la interacción de energía con los equipos.
  - Determinar la matriz de incidencia A.
  - Definir por equipo cuales son los recursos, productos y pérdidas en función del papel que desempeña cada equipo.
2. Cálculo de las exergías de todos los flujos.
  3. Aplicación de las reglas de asignación de costos.
  4. Cálculo de los costos exergéticos.
  5. Cálculo de los costos exergoeconómicos.
  6. Análisis de resultados.

### 3.6. Descripción del refrigerador por absorción para pruebas experimentales

En el Instituto de Energías Renovables se ha desarrollado un sistema de refrigeración por absorción diseñado para operar con energía solar, su puesta en montaje, puesta en operación estuvieron a cargo de Hernández [34]. Este sistema es de una etapa, consta de un absorbedor y generador tipo vertical con serpentín helicoidal, un condensador, evaporador y economizador con tecnología de placas, una bomba de solución y dos válvula de expansión, ver figura 3.9. Fue diseñado para producir 3.5 kW térmicos, opera como el ciclo E1. Una descripción más detallada del sistema se encuentra en la tesis de Hernández Magallanes. El sistema cuenta con la instrumentación necesaria para evaluar su comportamiento; cuenta con sensores de temperatura, de presión y de flujo másico colocados a la entrada y salida de cada componente. El sistema fue diseñado para operar con la mezcla amoníaco-nitrato de litio, mezcla que no requiere de uso de rectificador ya que el absorbente es una sal y no se vaporiza junto con el refrigerante.

El sistema requiere de equipos auxiliares que forman parte del banco para realizar las pruebas, como sistemas de enfriamiento de agua para el absorbedor y el condensador y un sistema de calentamiento. El sistema de calentamiento funciona con energía solar, 30  $m^2$  de colectores de tubos evacuados, un tanque de almacenamiento de 700 L, un tanque expensor, un calentador eléctrico como respaldo. Para mayor detalles de este sistema consultar el trabajo de Hernández Tamayo [35].



Figura 3.9. Fotografía del sistema de refrigeración.

Se diseñó y se integró un rectificador para adaptar el refrigerador para usar la mezcla amoníaco agua. El rectificador es un tubo de aluminio aletado que se instaló al sistema para disminuir la proporción de agua del refrigerante a la salida del generador, el rectificador se muestra en la figura 3.10.

La realización de pruebas experimentales requirió de actividades previas como la carga de la solución amoníaco agua, la instalación de una bomba ya que las utilizadas anteriormente no habían funcionado por mucho tiempo debido a la corrosión y problemas técnicos, la conexión de la señal para conocer la densidad del fluido de trabajo, la reparación de diversos problemas con la adquisición entre otras actividades.

La bomba es de desplazamiento positivo, con potencia de 1/4 hp de una fase de 1725 rpm mostrada en la figura 3.11.

La carga de solución que se realizó fue 8 kg de solución a una concentración de 40% de amoníaco sobre el total de la solución. Se instaló un una bomba de solución de desplazamiento positivo para realizar las pruebas. Se integro a la adquisición la medición de densidad aprovechando las capacidades de los caudalímetros utilizados. Se realizaron pruebas a diferentes temperatura de generación, variando la temperatura de condensación mientras se registraban todos los datos de operación para su posterior análisis.



Figura 3.10. Fotografía del rectificador acoplado al refrigerador

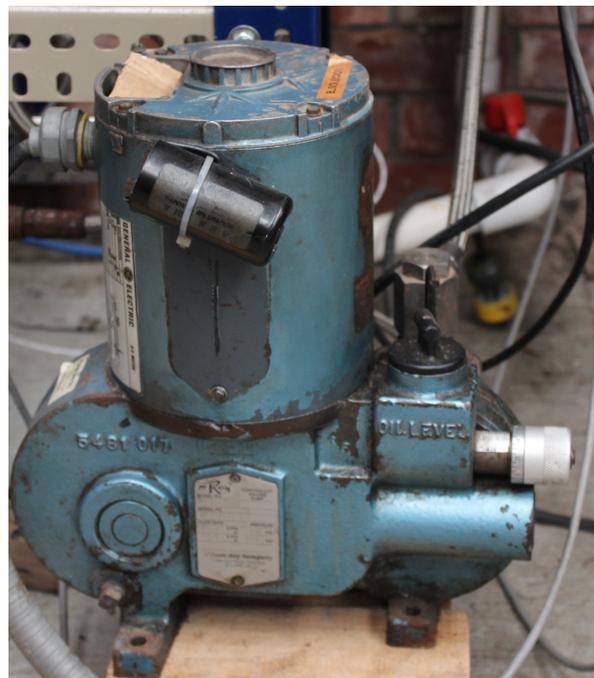


Figura 3.11. Bomba de desplazamiento positivo

---

# Capítulo 4

## Resultados

---

## 4.1. Introducción

El capítulo de resultados se encuentra dividido en tres secciones. La primera donde se aplica el método de análisis exergético a un ciclo de refrigeración simple, añadiendo equipos e integraciones de flujo para observar como mejora su eficiencia y como las irreversibilidades se van comportando. La segunda sección es el análisis exergoeconómico aplicado a tres ciclos de refrigeración diferentes, el de compresión, un ciclo simple y un ciclo avanzado GAX. La tercera sección muestra la obtención de datos experimentales y la aplicación de las metodologías desarrolladas.

## 4.2. Análisis exergético a un ciclo de refrigeración por absorción

### 4.2.1. Ciclo E1

El análisis al ciclo E1 arrojó los siguientes resultados. Los componentes con más irreversibilidades son el absorbedor, el evaporador y el economizador. Las irreversibilidades en el evaporador se deben a que a la salida no hay sobrecalentamiento del refrigerante. La potencia retirada en el evaporador es de 146.92 KW, con irreversibilidades de aproximadamente 14 kW. La efectividad nos da información sobre cómo realiza su función cada componente, en este caso el componente con menor efectividad es el condensador, le sigue el evaporador y el absorbedor. El componente que realiza su función de manera más eficiente es el rectificador y el generador. Los componentes con mayor potencial de mejoramiento son el evaporador, el absorbedor y el economizador, ver figuras 4.1, 4.2 y 4.3.

---

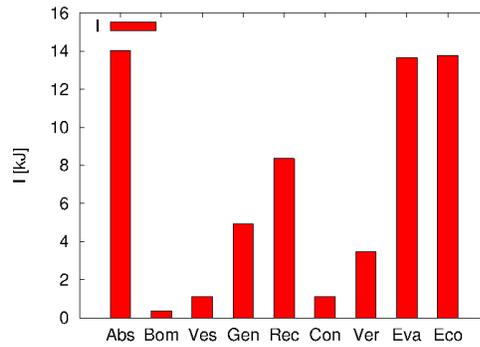


Figura 4.1. Irreversibilidad de cada componente. E1

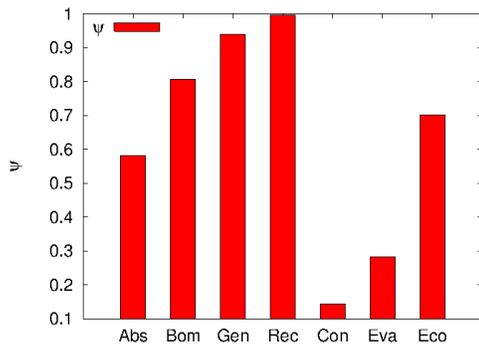


Figura 4.2. Efectividad de cada componente. E1

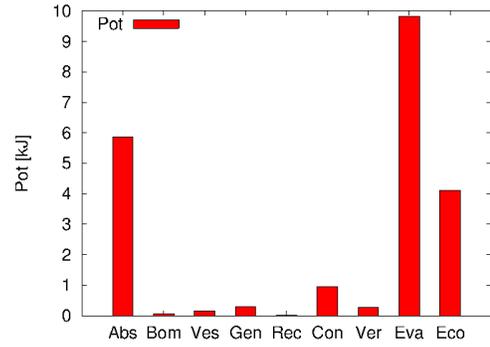


Figura 4.3. Potencial de mejoramiento de cada componente. E1

### 4.2.2. Ciclo E2

Al agregar al ciclo el preenfriador aumenta el valor de las irreversibilidades con un valor máximo de 24.5 kW en el evaporador y una potencia de enfriamiento de 145.52 kW muy parecida al del ciclo sin preenfriador. Las mayores irreversibilidades después del preenfriador se encuentran en el economizador y el generador. Los componentes con menor efectividad son el preenfriador, el evaporador y el condensador. Las irreversibilidades en dos de estos componentes, el preenfriador y el condensador, son pequeñas por esto su potencial de mejoramiento es bajo. El componente con mayor potencial de mejoramiento es el evaporador, ver figuras 4.4, 4.5 y 4.6.

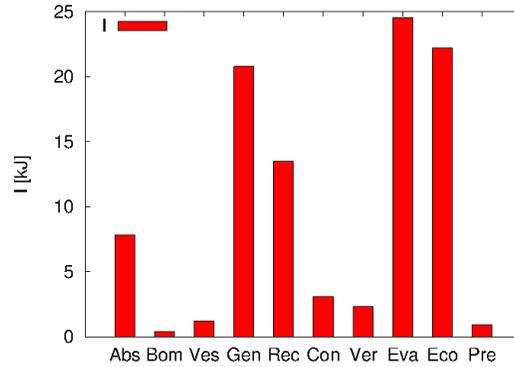


Figura 4.4. Irreversibilidad de cada componente. E2

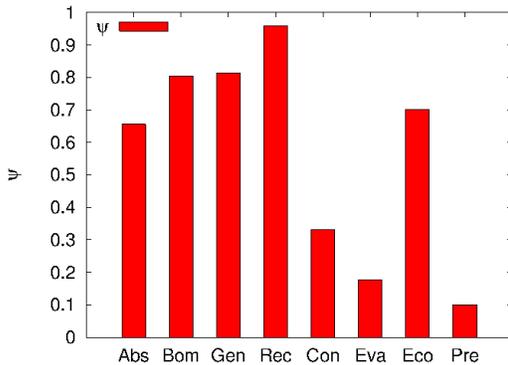


Figura 4.5. Efectividad de cada componente. E2

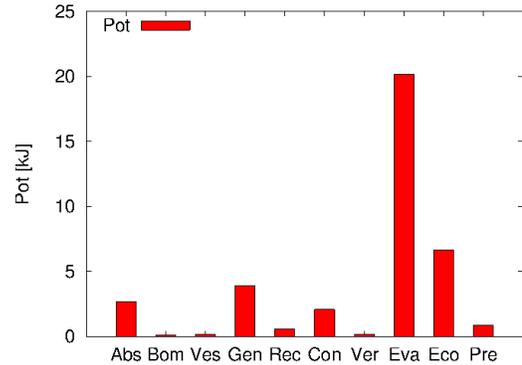


Figura 4.6. Potencial de mejoramiento de cada componente. E2

### 4.2.3. Ciclo E3

La potencia en el evaporador en este ciclo es de 164.03 kW. Al incluir la integración del rectificador, el valor de las irreversibilidades en el evaporador es de 15 kW, parecido a los 14 kW del ciclo E1. En el rectificador se tiene una irreversibilidad de 4 kW, ésta es menor que en la del ciclo anterior de 14 kW, aunque su efectividad disminuye de un 0.95 a 0.6. El potencial de mejoramiento ahora es de casi 2 kW. Los componentes con mayores irreversibilidades son el evaporador, el absorbedor y el economizador, aunque el economizador presenta irreversibilidades de 11 kW su efectividad es de 0.75 con un potencial de mejoramiento de un poco más de 2 kW. El evaporador presenta una efectividad del 0.3 con un potencial de 11 kW, ver figuras 4.7, 4.8 y 4.9.

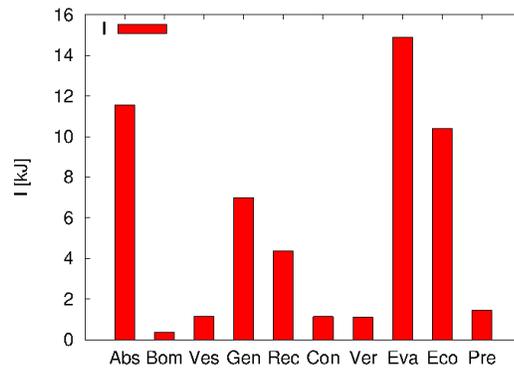


Figura 4.7. Irreversibilidades de cada componente. E3

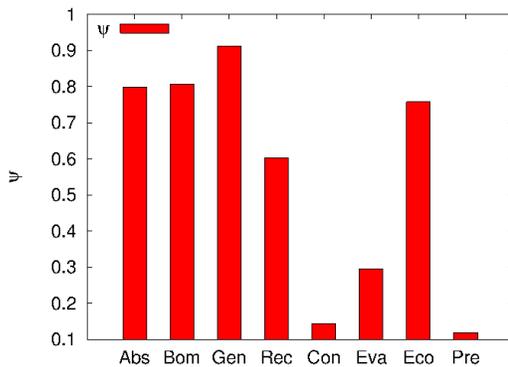


Figura 4.8. Efectividad de cada componente. E3

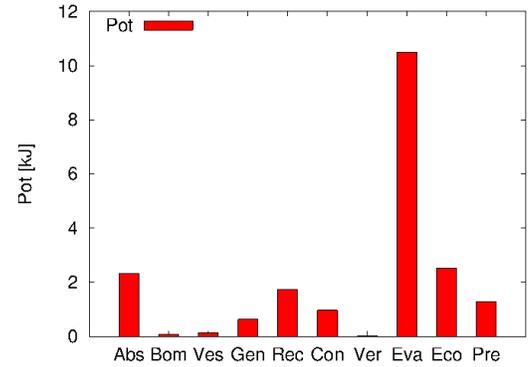


Figura 4.9. Potencial de mejoramiento de cada componente. E3

#### 4.2.4. Ciclo E4

Al agregar la recirculación de solución en el absorbedor, aumentan 2 kW las irreversibilidades, disminuye su efectividad de 0,8 a 0.45 manteniendo su potencial de mejoramiento en 9 kW. El evaporador es el componente con mayores irreversibilidades, le sigue el absorbedor con irreversibilidades de 14 kW. Los potenciales de mejoramiento indican que se puede mejorar el evaporador y el absorbedor, ver figuras 4.10, 4.11 y 4.12.

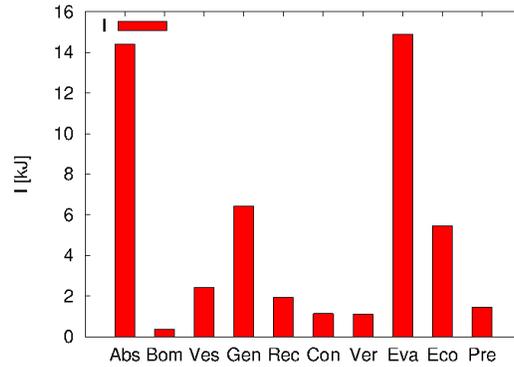


Figura 4.10. Irreversibilidad de cada componente. E4

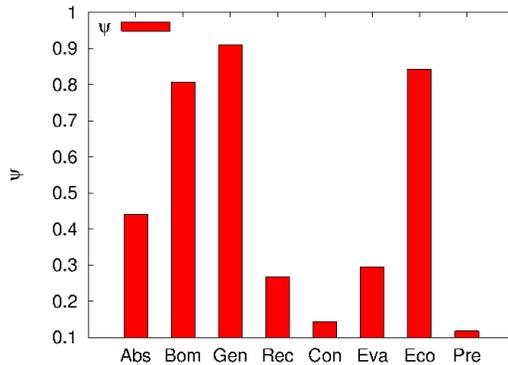


Figura 4.11. Efectividad de cada componente. E4

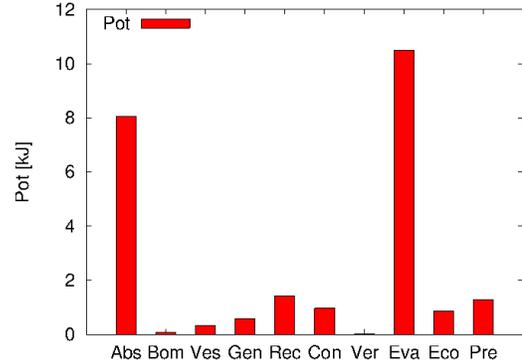


Figura 4.12. Potencial de mejoramiento de cada componente. E4

#### 4.2.5. Comparación entre ciclos

En la tabla 4.1 se presentan los flujos de calor de los componentes, el coeficiente de rendimiento y la efectividad para todos los ciclos. Los ciclos E3 y E4 presentan el mayor calor de evaporación y el menor flujo de calor en el generador, el ciclo E4 presenta el mayor COP y la mayor efectividad. El ciclo E2 es el que presenta el mayor flujo de calor en el rectificador.

En la figura 4.13 se presentan las irreversibilidades relativas para cada ciclo, esto nos da información de cuál es el componente con mayor irreversibilidad dentro del sistema. El absorbedor representa casi un 25 % de las irreversibilidades, en el ciclo E4 representa más de un 25 % de las irreversibilidades. El economizador abarca casi otro 25 % en los

Tabla 4.1. Flujos de calor en los componentes de los ciclos

	E1	E2	E3	E4	
$Q_{abs}$	276.10	305.97	323.57	295.13	kW
$Q_{eco}$	256.28	344.13	226.07	168.59	kW
$Q_{gen}$	329.48	374.48	314.50	286.18	kW
$Q_{rec}$	45.22	64.57	45.22	45.22	kW
$Q_{con}$	156.88	151.46	156.88	156.88	kW
$Q_{pre}$	-	15.79	17.11	17.11	kW
$Q_{eva}$	146.92	145.52	164.03	164.03	kW
COP	0.45	0.39	0.52	0.57	adim
$\psi$	0.07	0.05	0.08	0.09	adim

primeros 3 ciclos, disminuyendo considerablemente en el ciclo E4, donde la aportación de la irreversibilidad por el absorbedor se incrementa. El evaporador en los primeros dos ciclos aporta casi un cuarto de irreversibilidades, en el ciclo E3 y E4 se incrementan las irreversibilidades relativas. La figura 4.14 muestra solo los ciclos E1, E2, E4, muestra la evolución de la irreversibilidad, una menor irreversibilidad total se refleja en una mejora del rendimiento. También se puede ver como cambian las irreversibilidades de cada componente del sistema.

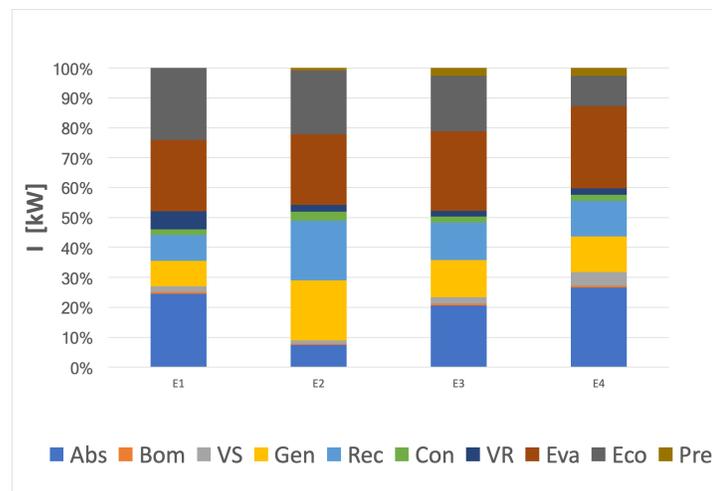


Figura 4.13. Irreversibilidades E1

La aportación de irreversibilidades de la válvula de expansión de la solución es muy pequeña en los cuatro ciclos, la aportación de la válvula de expansión del refrigerante es

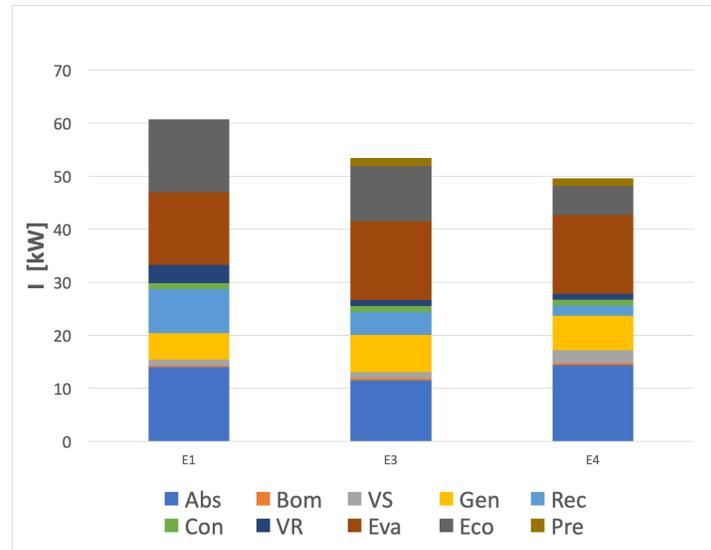


Figura 4.14. Irreversibilidades E2

mayor que la de la solución, en el ciclo E1 presenta su mayor aportación que en el resto de los ciclos. El rectificador presenta su menor aportación relativa en el ciclo E4.

La gráfica de la figura 4.15 muestra las irreversibilidades totales de los ciclos, se observa que el ciclo E2 tiene más irreversibilidades que los demás, y el ciclo E4 tiene el menor valor, estos valores presentan una relación con el coeficiente de rendimiento del ciclo como se observa en la figura 4.17, y con la efectividad del ciclo en la figura 4.18. A mayor irreversibilidad menor coeficientes de rendimiento COP y menor efectividad  $\psi$ . Las modificaciones al ciclo sirven para aumentar el COP y la efectividad. La cantidad de efluentes se muestra en la figura 4.16. El componente con mayor efluentes en todos los ciclos es el generador, su tendencia no muestra relación con la efectividad  $\psi$ .

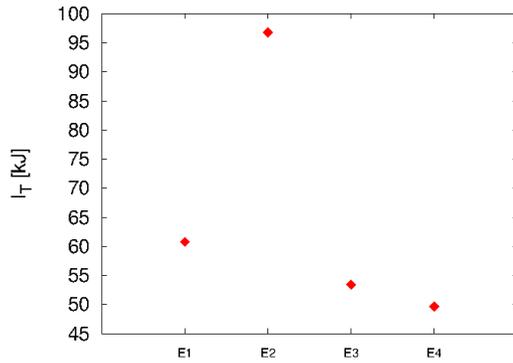


Figura 4.15. Irreversibilidades totales de cada ciclo

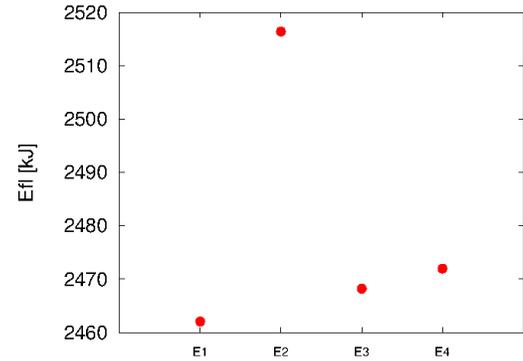


Figura 4.16. Efluentes totales de cada ciclo

### 4.3. Análisis exergoeconómico a ciclos de refrigeración

#### 4.3.1. Caso ciclo por compresión

La planta opera en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor usando amoníaco como fluido refrigerante. Se refrigera un intercambiador de frío circulando agua que es usada como medio de transferencia de calor entre el evaporador y la cámara de frío. Su potencia de enfriamiento es de 93 kW. En este caso como indica el diagrama de la figura 3.7 solo se atenderá hasta el sistema de intercambio de calor en el evaporador, no se tomará en cuenta la cámara de frío. Se muestra la matriz de incidencia en la tabla 4.2, este sistema solo consta de cuatro equipos así que la matriz es pequeña y se deben proponer sólo cuatro ecuaciones extras para resolver la ecuación 3.42.

Tabla 4.2. Matriz de incidencia del sistema de refrigeración por compresión

Equipos/Flujos	1	2	3	4	5	6	7	8
I	1	-1	0	0	0	0	1	0
II	0	1	-1	0	0	0	0	-1
III	0	0	1	-1	0	0	0	0
IV	-1	0	0	1	1	-1	0	0

Después de seguir la metodología de aplicación se obtienen los resultados mostrados

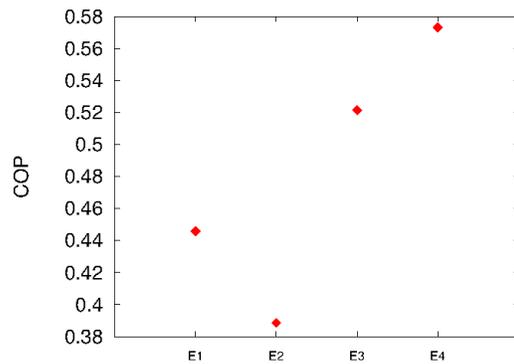


Figura 4.17. Coeficiente de rendimiento de cada ciclo

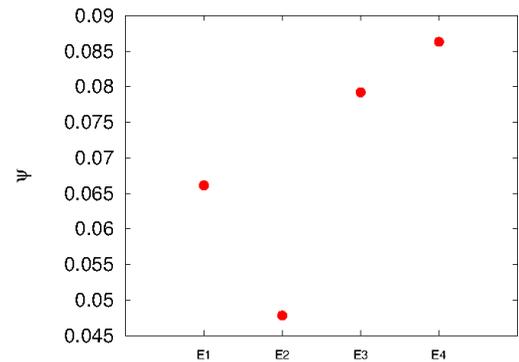


Figura 4.18. Efectividad de cada ciclo

en la tabla 3.4. Están definidos todos los estados y al final se encuentre el vector de costos exergéticos  $B^*$  y el de costos exergéticos unitarios.

En la tabla de resultados se puede ver que el refrigerante en el punto 4, a la entrada del evaporador tiene un costo exergético unitario de 2.15 es decir que se gastaron 2.15 unidades de exergía por cada unidad de exergía que contiene el refrigerante. El producto del sistema es el flujo 6 que corresponde al fluido de trabajo enfriado y este fluido presenta un costo exergético de 60.96 kW que corresponde al mayor costo de todo los fluidos, pero su costo exergético unitario es de 1.53 que no representa el máximo valor del sistema. Este comportamiento no se presenta en los sistemas de generación de potencia, en estos sistemas el costo exergético unitario lo tiene el producto final que es energía eléctrica. Hay que tomar en cuenta que el producto de un sistema de refrigeración es un fluido de trabajo enfriado que no es el que experimenta los procesos en los equipos.



Tabla 4.3. Resultados sistema de refrigeración por compresión

	T[°C]	P[MPa]	m [kg/s]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	E[kW]	B[kW]	B*[kW]	k
1	-10	0.27	0.082	1596.10	6.2714	130.88	12.08	25.92	2.15
2	119	1.10	0.082	1870.50	6.4631	153.38	29.90	54.04	1.81
3	25	1.10	0.082	460.86	1.8800	37.79	26.36	54.04	2.05
4	-12	0.27	0.082	460.86	1.9275	37.79	25.19	54.04	2.15
5	5	0.10	11.055	21.12	0.0763	233.48	32.83	32.83	1.00
6	3	0.10	11.055	12.70	0.0459	140.40	39.91	60.96	1.53
7			0.000			28.13	28.13	28.13	1.00

Tabla 4.4. Matriz de incidencia del sistema de refrigeración por absorción

Equipos/Flujos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
I	-1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0
II	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
III	0	1	-1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
IV	0	0	1	-1	0	0	-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0
V	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
VI	0	0	0	0	0	0	1	-1	-1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
VII	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
VIII	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
IX	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0

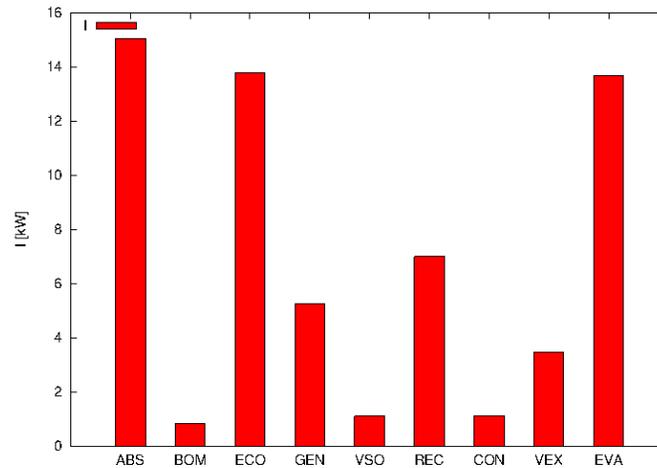


Figura 4.20. Irreversibilidades del sistema de refrigeración por absorción

El vector de costos exergéticos se presenta en la tabla 4.5 junto con la definición de los estados y los vectores de masa, energía y exergía. Se puede ver que los costos exergéticos son sumamente altos, el costo exergético del recurso del sistema es de 2525 kW y los costos exergéticos de los flujos de 1 a 12 exceptuando el 8 son mayores al costo exergético del recurso. Esto se podría deber a que en el absorbedor se dan reacciones exotérmicas debido a la diferencia de concentración, es decir hay una aporte de exergía térmica por la exergía química, esa aportación no se cuantifica como recurso.

El mayor costo exergético unitario lo presenta el flujo que se considera el producto del sistema, el flujo 18, esto suena razonable porque todo el producto debería recibir todo el costo exergético de los equipo, es decir un costo acumulado.

Tabla 4.5. Resultados sistema de refrigeración por absorción

	T[°C]	P[kPa]	m [kg/s]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	E[kW]	B[kW]	B*[kW]	k
1	40.0	286.8	1.000	-49.84	0.4618	-49.84	135.4810	24747.3270	182.7
2	40.2	1556.0	1.000	-47.98	0.4630	-47.98	136.9833	24749.6520	180.7
3	97.3	1556.0	1.000	208.30	1.2140	208.30	169.3526	31963.2894	188.7
4	124.2	1556.0	0.858	359.70	1.5660	308.55	185.1165	28940.6106	156.3
5	57.5	1556.0	0.858	60.86	0.7441	52.21	138.9750	21726.9733	156.3
6	57.8	286.8	0.858	60.86	0.7484	52.21	137.8753	21726.9733	157.6
7	101.9	1556.0	0.153	1517.00	4.8130	231.65	61.8451	5800.7854	93.8
8	101.9	1556.0	0.010	230.60	1.2740	2.41	1.8193	252.6742	138.9
9	44.1	1556.0	0.142	1294.00	4.1730	184.01	53.0160	5548.3204	104.7
10	40.0	1556.0	0.142	190.80	0.6577	27.13	45.1789	5548.5296	122.8
11	-10.3	286.8	0.142	190.80	0.7391	27.13	41.7277	5548.5296	133.0
12	-10.0	286.8	0.142	1224.00	4.6530	174.05	22.7114	3019.9354	133.0
13	20.0	100.0	1.000	83.93	0.2962	83.93	0.2092	0.2092	1.0
14		100.0	1.000	129.00	0.4473	129.00	0.2287	0.0000	0.0
15	20.0	100.0	1.000	83.93	0.2962	83.93	0.2092	0.2092	1.0
16	57.5	100.0	1.000	240.80	0.7998	240.80	6.9309	0.0000	0.0
17	18.0	100.0	5.000	75.56	0.2675	377.80	1.9806	1.9806	1.0
18	10.9	100.0	5.000	46.16	0.1653	230.80	7.3352	2530.5748	345.0
19	20.0	100.0	2.000	83.93	0.2962	167.86	0.4184	0.4184	1.0
20	53.0	100.0	2.000	222.00	0.7424	444.00	10.4894	0.0000	0.0
21	140.0	100.0	5.000	2756.00	7.5650	13780.00	2525.4324	2525.4324	1.0
22	106.8	100.0	5.000	2690.00	7.3980	13450.00	2444.3877	0.0000	0.0
23			0.000			2.33	2.3250	2.3250	1.0

### 4.3.3. Caso GAX

Por último se realizó el análisis a un sistema GAX, usando las condiciones de diseño. Se presenta el diagrama de este sistema en la figura 4.21. Consta de 16 equipos y 40 flujos. Los equipos son un absorbedor (ABS), un recuperador de calor de absorción (AHX), un sistema de recuperación generador-absorbedor (GAX), una bomba (BOM), una separador (U1), dos mezcladores (U2 y U3), un recuperador de calor de generación (GHX), dos generadores uno operado con energía solar (GSO) y otro con gas natural (GGN), un rectificador (REC), un preenfriador (PRE), dos válvulas una en la línea del refrigerante de expansión (VEX) y otra en la línea de la solución (VSO). Se trabajó con los datos de diseño del sistema que fue desarrollado en el IER UNAM, se muestra una foto en la figura 4.22. Para mayor detalle de este sistema consultar la tesis doctorales de Velazquez y Gómez [36, 37].

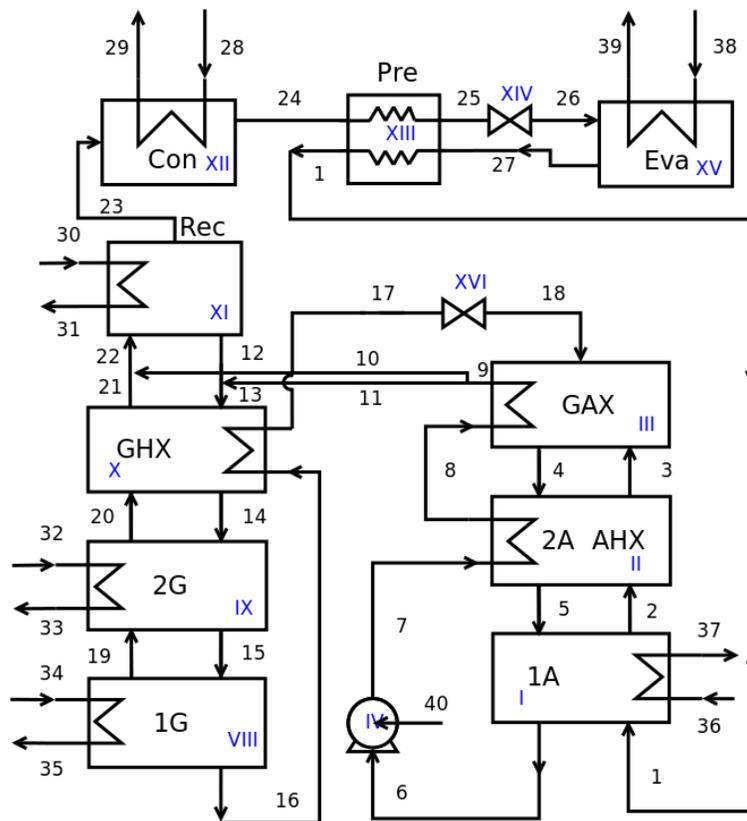


Figura 4.21. Diagrama del sistema de refrigeración GAX

Los equipos con mayor irreversibilidad son el generador de alta temperatura (GNN), el absorbedor y el rectificador.



Figura 4.22. Fotos del equipo GAX en la plataforma del IER UNAM

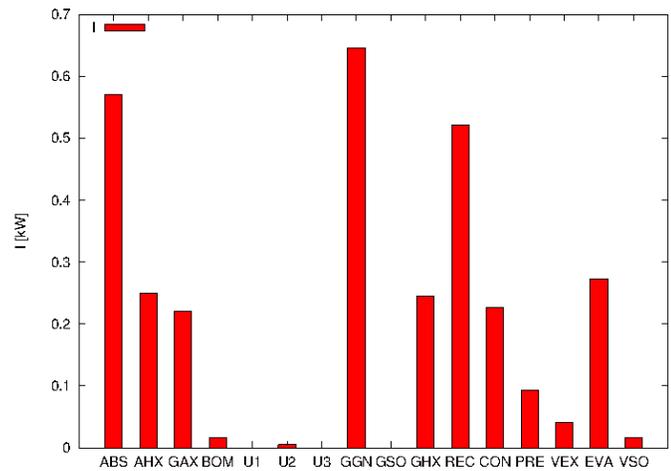


Figura 4.23. Irreversibilidades del sistema de refrigeración GAX

En la tabla 4.6 se presentan la definición de los estados y los vectores de masa, energía y exergía. El vector de costos exergéticos presenta la misma tendencia que se vio en los resultados del ciclo por absorción. Los costos exergéticos son mayores que el costo del recurso pero el costo exergético unitario del recurso en este caso es menor que algunos flujos, este resultado no es coherente. El costo exergético unitario de flujo 12 es muy alto, como los equipos están interrelacionados esto provoca que aumente el costo de todos los

flujos. El flujo 12 corresponde al retorno del solución del rectificador. Se propone eliminar las uniones U1, U2 y U3, mandando los flujos directamente a los equipos para modelar el sistema de una forma más cercana al comportamiento de los sistemas reales.

Tabla 4.6: Resultados sistema de refrigeración GAX

	T[°C]	P[bar]	m [kg/s]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	E[kW]	B[kW]	B*[kW]	k
1	314.3	5	0.0093	1370.40	4.9297	16.40	2.07	151.73	73.31
2	355.15	5	0.0047	1543.62	5.3929	9.06	1.21	88.46	73.37
3	380.15	5	0.0026	1774.91	5.8706	5.61	0.90	44.07	49.18
4	380.15	5	0.0159	340.79	1.4096	11.76	3.86	164.47	42.56
5	355.15	5	0.0180	175.39	1.0658	10.34	3.24	159.44	49.18
6	323.15	5	0.0226	-12.67	0.5879	8.74	3.04	223.26	73.37
7	323.15	20	0.0226	-11.52	0.5859	8.77	3.08	223.31	72.45
8	370.57	20	0.0226	204.91	1.2104	13.65	3.76	272.74	72.45
9	392.02	20	0.0226	457.74	1.8666	19.36	5.06	366.23	72.45
10	392.02	20	0.0026	1569.86	4.8341	5.08	1.16	84.34	72.44
11	392.02	20	0.0200	314.26	1.4837	14.28	3.89	281.89	72.44
12	392.02	20	0.0011	314.26	1.4837	0.78	0.21	220.05	1031.45
13	392.02	20	0.0211	314.26	1.4837	15.04	4.10	501.94	122.44
14	412.15	20	0.0187	431.66	1.7374	15.52	4.41	425.19	96.38
15	425.15	20	0.0176	512.46	1.8955	16.03	4.75	346.50	73.01
16	472.48	20	0.0133	828.08	2.3733	16.34	5.90	280.59	47.58
17	395.93	20	0.0133	490.62	1.5949	11.85	4.49	213.89	47.58
18	396.15	5	0.0133	490.62	1.5990	11.85	4.48	213.89	47.76
19	425.15	20	0.0043	1816.37	5.3538	9.45	2.32	110.21	47.58
20	412.15	20	0.0054	1702.55	5.1306	11.26	2.65	193.81	73.01
21	392.02	20	0.0078	1569.86	4.8341	15.27	3.50	337.26	96.38
22	392.02	20	0.0104	1569.86	4.8341	20.41	4.68	421.60	90.17
23	347.05	20	0.0093	1378.24	4.3450	16.47	3.76	201.66	53.68
24	322.66	20	0.0093	234.98	0.8115	5.88	2.93	202.31	69.15
25	291.15	20	0.0093	80.98	0.3083	4.46	2.89	199.77	69.15
26	277.43	5	0.0093	80.38	0.3213	4.45	2.85	199.77	70.16
27	280.09	5	0.0093	1219.56	4.4032	15.00	2.13	149.18	70.16
28	313.15	1	1.6961	313.49	6.9133	531.71	0.65	0.65	1.00
29	319.4	1	1.6961	319.78	6.9332	542.38	1.25	0.00	0.00

Sigue en la página siguiente.

	T[°C]	P[bar]	m [kg/s]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	E[kW]	B[kW]	B*[kW]	k
30	313.15	1	0.2977	313.49	6.9133	93.32	0.11	0.11	1.00
31	323.15	1	0.2977	323.56	6.9450	96.31	0.30	0.00	0.00
32	433.15	1	0.0929	283.71	0.2236	7.19	4.91	4.91	1.00
33	420.99	1	0.0929	258.76	0.1678	4.97	4.24	0.00	0.00
34	498.15	1	0.3959	426.51	0.5765	95.69	44.30	44.30	1.00
35	487.43	1	0.3959	401.87	0.5233	85.30	40.19	0.00	0.00
36	313.15	1	1.4615	313.49	6.9133	458.15	0.56	0.56	1.00
37	319.26	1	1.4615	319.64	6.9328	467.14	1.05	0.00	0.00
38	289.15	3	0.4202	67.39	0.2387	28.32	0.32	0.32	1.00
39	283.15	3	0.4202	42.28	0.1509	17.76	0.77	50.91	65.84
40			0.0000			0.06	0.06	0.06	1.00

## 4.4. Análisis exerético a un ciclo de refrigeración experimental

Se realizaron pruebas experimentales en un prototipo de refrigerador solar, diseñado y fabricado en el IER UNAM, para obtener sus condiciones de operación y posteriormente aplicar la metodología de análisis exerético.

Para obtener los datos de la operación del refrigerador solar se realizaron actividades de reacondicionamiento al sistema descrito en el capítulo anterior.

- Se realizó preparación y carga de la mezcla refrigerante absorbente.
- Se instaló un tubo aletado como rectificador.
- Se instaló una bomba de desplazamiento positivo
- Se ampliaron las señales de adquisición de datos, añadiendo la densidad de la mezcla.

Se realizaron 12 pruebas experimentales marcadas en la tabla 4.8, para realizar las pruebas primero se determinaba la temperatura de generación que es la temperatura a la cual entra al generador el agua que proporciona el calentamiento y después se procedía a realizar las pruebas cambiando la temperatura de condensación, temperatura a la cual entra el agua de enfriamiento al absorbedor y al condensador.

Para las pruebas experimentales los valores de los flujos internos y externos se fijaron como lo muestra la tabla 4.7. Todos los flujos externos corresponden a agua, el flujo que proporciona la bomba corresponde a la solución concentrada que se dirige al generador.

La prueba a la temperatura de generación de  $80^{\circ}\text{C}$  fue cancelada porque el intercambio de calor no era suficiente para generar refrigerante como se ve en la gráfica del flujo 4.24, donde en los últimos minutos el flujo no es estable con periodos de tiempo sin flujo.

La prueba a temperatura de  $110^{\circ}\text{C}$  de generación y  $25^{\circ}\text{C}$  de condensación se detuvo ya que los COP obtenidos ya eran muy bajos, esto se muestra en las figuras 4.25 y 4.26, el COP baja de 0.16 de la prueba a  $20^{\circ}\text{C}$  a 0.06.

En las figuras 4.27 y 4.28 se observan las temperaturas de generación y condensación para las pruebas de  $90^{\circ}\text{C}$  para las tres temperaturas de condensación. La temperatura de condensación es muy estable en cambio la temperatura de generación presenta variaciones durante el intervalo de tiempo para saber qué tan significativas son estas variaciones se calcularon los promedios con sus desviaciones estándar para todas las pruebas.

Tabla 4.7. Flujos

Flujos externos		
gen	20.1	kg/min
abs	6.8	kg/min
con	6.8	kg/min
eva	6	kg/min
Flujos internos		
sc	1.3	kg/min
r	100	g/min

Tabla 4.8. Temperaturas de generación y condensación de la pruebas experimentales.

$T_g$	$T_c$		
$^{\circ}C$	$^{\circ}C$		
80	20		
85	20	25	30
90	20	25	30
100	20	25	30
110	20	25	

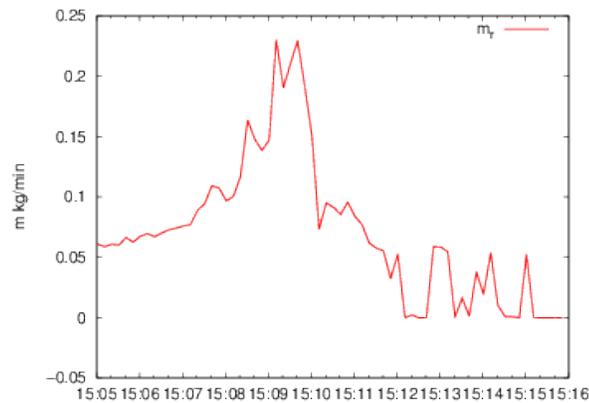


Figura 4.24. Flujo de refrigerante en la prueba a 80°C

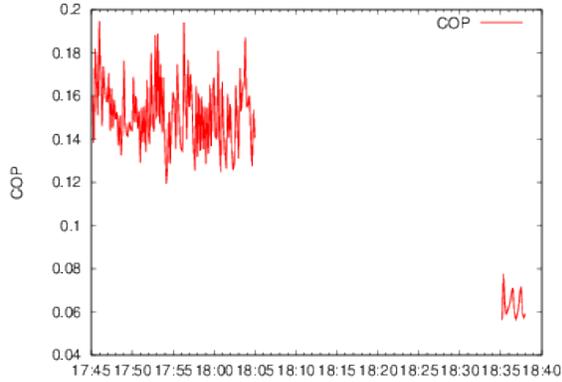


Figura 4.25. COP instantáneo

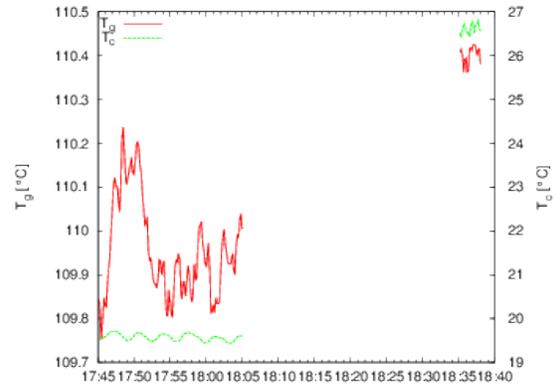


Figura 4.26. Temperaturas de control de las pruebas a 110°C

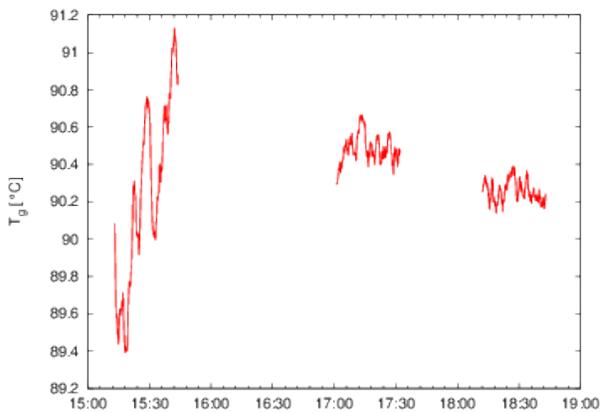


Figura 4.27. Temperatura de generación para las pruebas a 90°C

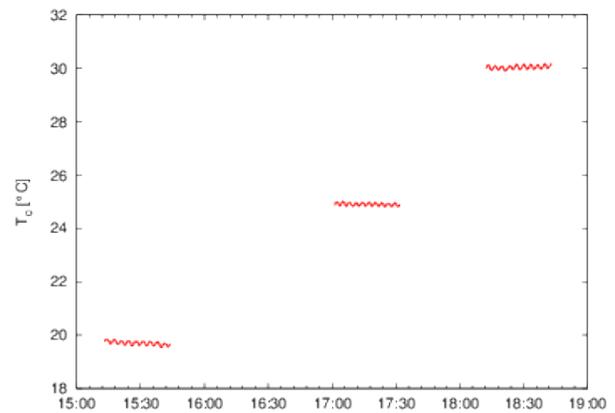


Figura 4.28. Temperatura de condensación para las pruebas a 90°C

El promedio de la temperatura de generación y desviación estándar de todas las pruebas se presenta en la figura 4.29. Las pruebas que presentan mayores desviaciones estándar son las de 85°C de temperatura de generación con 20 y 25°C y la de 90°C a 20°C. La mayor desviación estándar corresponde a la prueba de condensación con un promedio de temperatura es  $90.24 \pm 0.48$  °C Aún así la diferencia entre los extremos es menor a 1°C. Por lo tanto se considera que la variación de la temperatura de generación no es importante.

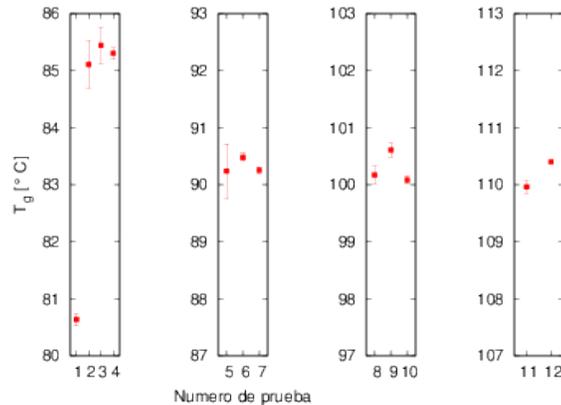


Figura 4.29. Promedio y desviación estándar de  $T_g$

Para fijar la temperatura de condensación se usa un sistema de enfriamiento de agua con un control, este sistema se fija dos grados por debajo de la temperatura deseada, por esto la temperatura no se puede controlar de manera precisa.

En las pruebas de temperatura de condensación a 20°C, la temperatura promedio del agua de enfriamiento es menor a 20°C pero no menor a 19°C con una mayor desviación estándar para la prueba de 100°C de generación de 0.13 para un promedio de 19.20 °C.

Para el caso de la temperatura de 25°C, el promedio de la temperatura de condensación para la prueba de 100°C es  $24.66 \pm 0.44$ , la cual presenta la mayor desviación.

La prueba de 100°C presenta las mayores desviaciones estándar en la temperatura de condensación y el promedio de temperatura para la correspondiente a 30°C es de 32 °C.

Es necesario en las siguientes pruebas estar al pendiente del control de esta temperatura para que el valor promedio se encuentre más cercano al valor determinado.

La prueba que arroja el COP externo más grande es la de temperatura de generación de 85°C con 20°C de condensación como lo muestra la figura 4.31 y la figura 4.32 muestra que la potencia frigorífica mayor es para la misma pruebas con 1.4 kW de frío. Otras dos

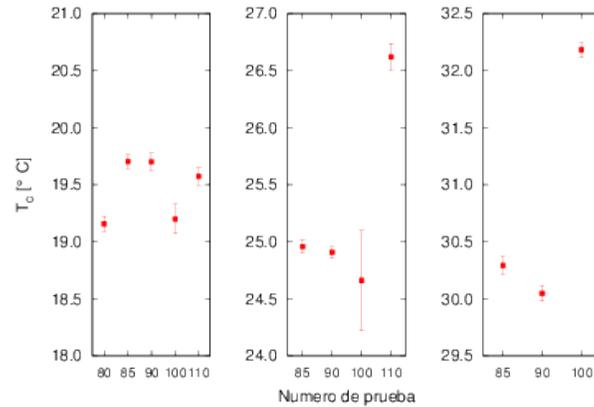


Figura 4.30. Promedio y desviación estándar de  $T_c$

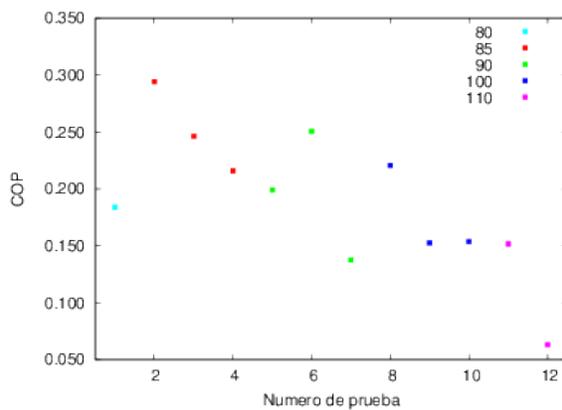


Figura 4.31. Promedio de COP

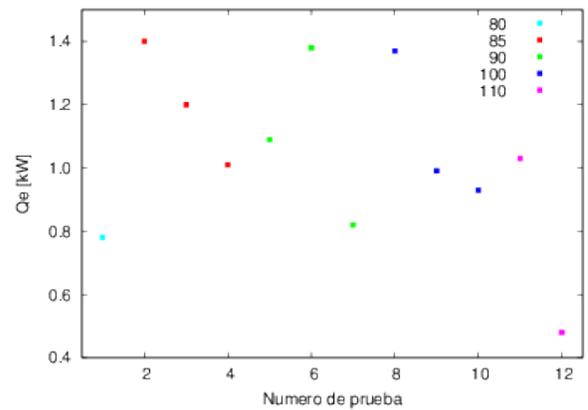


Figura 4.32. Promedio de la potencia frigorífica

prueba de 90°C presentan potencias de enfriamiento parecidas.

Las temperaturas que se dan en el evaporador para la prueba a temperatura de generación 85°C y 20°C en el condensador se muestran en la figura 4.33. La temperatura a la salida de la válvula para esta prueba es de 11°C aproximadamente la otras van aumentado hasta 14°C

En una evaluación se estima que la concentración de solución diluida es de 41 % y la concentrada es 46 %, para la prueba de temperatura de generación de 80°C con 25 °C de temperatura de condensación.

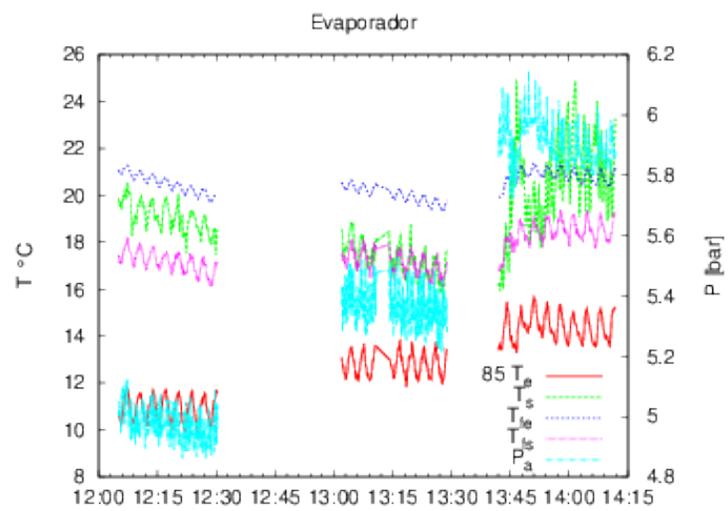


Figura 4.33. Temperaturas y presión en el evaporador



---

# Capítulo 5

## Conclusiones

---

## 5.1. Conclusiones y recomendaciones

Se aplicaron las metodologías de análisis exergético y exergoeconómico a diversos ciclos de refrigeración por absorción en este trabajo, utilizando diferentes indicadores de evaluación. El indicador que se mantuvo constante en todas las metodologías fue la relación de exergía del producto y del recurso que es nombrado eficiencia o efectividad. Este parámetro es el más relevante y es el análogo a la eficiencia de primera ley con la ventaja de que es una comparación que considera las diferencias entre los tipos de energía.

Se desarrollaron herramientas para la aplicación del análisis exergético y exergoeconómico en diferentes plataforma, se cuenta con programas en C de propiedades, exergía química para mezclas reales. Códigos para el programa EES que se usan para el cálculo de propiedades de las diferentes configuraciones de ciclos y la integración de la información en hojas de cálculo. Una recomendación de trabajo a futuro es la integración de todo el análisis en una sola herramienta para realizar simulaciones de manera.

Se realizó el análisis exergético a cuatro ciclos de refrigeración por absorción que utilizan amoníaco agua como fluido de trabajo, amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. Las modificaciones que se le realizan a los ciclos para aumentar el coeficiente de rendimiento funcionan adecuadamente a nivel energético. Se analizaron todos los ciclos manteniendo fijos los parámetros de operación para poder compararlos. El ciclo E4 que tiene preenfriador, rectificador integrado y recirculación en el absorbedor es el que presenta mejor desempeño con un COP de 0.57 y una efectividad ( $\psi$ ) de 0.09.

El análisis exergético también indica que la disminución de las irreversibilidades totales de los ciclos E1, E3 y E4 se deben a una disminución de la irreversibilidades en el economizador, el rectificador y la válvula de estrangulación. Las irreversibilidades en el absorbedor y generador son constantes o presentan aumentos pequeños. El fluido de calentamiento del generador sale con un potencial exergético grande, este se puede usar en otros procesos para disminuir la cantidad de efluentes en los sistemas.

Del análisis exergético de los cuatro ciclos de refrigeración por absorción analizados se desprende que el componente que presenta el mayor potencial de mejoramiento es el evaporador, en todos los casos, dado que aparece siempre como uno de los tres componentes con mayor irreversibilidad. Comparando los ciclos, el ciclo E2 es el que presenta las mayores irreversibilidades, lo cual llama la atención, dado que se añade el preenfriador al ciclo E1 para aprovechar la energía de mayor calidad que sale del condensador. Sin embargo, en los ciclos E2, E3 y E4, el equipo con menor efectividad es el preenfriador, lo cual explicaría que el ciclo E2 es el de mayor irreversibilidad. El ciclo

---

E4 tiene las menores irreversibilidades, que es lo que se espera de añadir el preenfriador, el rectificador integrado y la recirculación en el absorbedor. Sería necesario analizar un quinto ciclo, sin preenfriador, para determinar si influye en una disminución mayor de las irreversibilidades.

Los análisis exergéticos generalmente no contemplan la exergía química para el análisis del ciclo de refrigeración por absorción. En este trabajo se hace énfasis en su cálculo debido a que la exergía química de una mezcla es diferente a diferentes concentraciones. En el ciclo de refrigeración por absorción se presentan diferencias de concentraciones, entre el flujo de solución concentrada, diluida y el del refrigerante lo que provoca diferencias de exergía química entre los flujos en el generador y absorbedor.. Además el cálculo se realiza tomando en cuenta una solución real usando los coeficientes de actividad.

Al realizar el análisis exergoeconómico a ciclos de refrigeración por absorción, hay que considerar que existen más equipos disipativos que productivos y que el recurso del sistema es un fluido de trabajo a alta temperatura, por lo cual es mucho más complicado el análisis en comparación de un sistema por compresión.

Se realizaron pruebas experimentales en un sistema de refrigeración por absorción diseñado originalmente para operar con la mezcla amoniaco-nitrato de litio y adaptado con un rectificador para que pudiera operar con la mezcla amoniaco-agua. Así, el equipo fue instrumentado con el objetivo de caracterizar el sistema original (amoniaco-nitrato de litio) desde un análisis de primera ley.

Se aplicó la metodología propuesta para obtener el análisis exergoeconómico de este sistema, para lo cual se realizaron 12 pruebas experimentales, con una carga de solución de amoniaco-agua al 40%, sin embargo, los resultados obtenidos no fueron concluyentes y por ello no se presentan. En particular, se detectó que se requiere una mejor precisión en la medición de la temperatura, para disminuir la incertidumbre de la medición y evitar que las temperaturas se superpongan. Además de contar con un método para validar la concentración de la mezcla a la salida del generador y el absorbedor, ya que es información relevante para los balances de entropía.

Finalmente, se demostró a partir de los resultados teóricos que el análisis exergético y el análisis exergoeconómico son dos herramientas poderosas para identificar los componentes de los ciclos de refrigeración que generan mayores irreversibilidades, los que tienen mayor potencial de mejoramiento y el costo asociado a los mismos, lo cual permite enfocar las estrategias de mejora en el diseño y selección de dichos equipos.

---

En resumen:

- Se aplicaron las metodologías de análisis exergético y exergoeconómico a diversos ciclos de refrigeración por absorción en este trabajo, utilizando diferentes indicadores de evaluación.
  - Se desarrollaron herramientas para la aplicación del análisis exergético y exergoeconómico.
  - Se realizó el análisis exergético a cuatro ciclos de refrigeración por absorción que utilizan amoníaco agua como fluido de trabajo, amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. Se analizaron todos los ciclos manteniendo fijos los parámetros de operación para poder compararlos. El ciclo E4 que tiene preenfriador, rectificador integrado y recirculación en el absorbedor es el que presenta mejor desempeño con un COP de 0.57 y una efectividad ( $\psi$ ) de 0.09.
  - El análisis exergético también indica que la disminución de las irreversibilidades totales de los ciclos E1, E3 y E4 se deben a una disminución de la irreversibilidades en el economizador, el rectificador y la válvula de estrangulación.
  - Se implementó el cálculo de exergía química en el análisis exergético
  - Se detectó que se requiere una mejor precisión en la medición de la temperatura, para disminuir la incertidumbre de la medición y evitar que las temperaturas se superpongan. Además de contar con un método para validar la concentración de la mezcla a la salida del generador y el absorbedor, ya que es información relevante para los balances de entropía.
-

---

# Referencias

- [1] B Ziegler and Ch. Trepp. Equation of state for ammonia-water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 7(2):101–106, 1984.
  - [2] K.E. Herold, K. Han, and M.J. Moran. AMMWAT: A computer program for calculating the thermodynamic properties of ammonia and water mixtures using a gibbs free energy formulation. In *ASME AES*, volume 4, 1988.
  - [3] O.M. Ibrahim and S.A. Klein. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. In *ASHRAE Transactions*, volume 99, 1993.
  - [4] J Pátek and J Klomfar. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, 18(4):228–234, 1995.
  - [5] B. Mongey, J.T. McMullan, N.J. Hewitt, and G. Molyneaux. An equation of state for  $NH_3 - H_2O$  mixtures. In *IIF-IIR*, 1998.
  - [6] Reiner Tillner-Roth and Daniel G. Friend. A helmholtz free energy formulation of the thermodynamic properties of the mixture {Water + Ammonia }. *J. Phys. Chem. RE. Data*, 27(1), 1998.
  - [7] Manuel Conde-Petit. *Thermophysical Properties of  $NH_3 + H_2O$  Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment*. M. Conde Engineering, 2006.
  - [8] C.A. Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32(2):231–236, 1984.
  - [9] M. K. Aggarwal and R. S. Agarwal. Thermodynamic properties of lithium nitrate-ammonia mixtures. *Energy research*, 10:59–68, 1986.
-

- 
- [10] Simona Libotean, Daniel Salavera, Manel Valles, Xavier Esteve, and Alberto Coronas. Vapor-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solution from (293.15 to 353.15) K. *Journal of Chemical and Engineering Data*, 52:1050–1055, 2007.
- [11] Simona Libotean, Andreu Martín, Daniel Salavera, Manel Valles, Xavier Esteve, and Alberto Coronas. Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 to 353.15) K. *Journal of Chemical and Engineering Data*, 53:2383–2388, 2008.
- [12] L. Garousi Farshi, C.a. Infante Ferreira, S.M.S. Mahmoudi, and M.a. Rosen. First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 40:111–121, apr 2014.
- [13] Gerardo Martín Romero Romo. Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción (amoniaco-agua). Master's thesis, Instituto Politécnico Nacional, 2006.
- [14] N Velázquez, V Gomez, and R Best. Análisis termodinámico comparativo entre el ciclo de absorción convencional y el ciclo de absorción solar-gax aplicando la metodología de análisis exergético. In *Latin American Regional Conference ISES-2004*, 2004.
- [15] A. Sencan, K. Yakut, and S. Kalogirou. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renewable Energy*, 30(5):645–657, apr 2005.
- [16] W Rivera, J Cerezo, and H Martínez. Energy and exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operation with the water/lithium bromide mixture. *International Journal of Energy Research*, 34:1121–1131, 2010.
- [17] Mortaza Yari, Arash Zarin, and S M S Mahmoudi. Energy and exergy analysis of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. *Renewable Energy*, 2011.
- [18] M. Izquierdo Millán, F. Hernández, and E. Martín. Available solar exergy in an absorption cooling process. *Solar Energy*, 56(6):505–511, jun 1996.
- [19] H.A. Walker and J.H. Davidson. Second-Law Analysis of a Two- Phase Self-Pumping Solar Water Heater. In *Transactions of the ASME*, volume 114, 1992.
- [20] Berhane H. Gebreslassie, Marc Medrano, and Dieter Boer. Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renewable Energy*, 35(8):1773–1782, aug 2010.
-

- 
- [21] H Zhai, Y J Dai, J Y Wu, and R Z Wang. Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas. *Applied Energy*, 86(9):1395–1404, sep 2009.
- [22] H Gunerhan and a Hepbasli. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. *Energy and Buildings*, 39(5):509–516, may 2007.
- [23] Karolina Petela. *Analysis of solar energy application into hybrid heat nodes*. PhD thesis, Silesian University of Technology and University of Florence, 2019.
- [24] T J Kotas. *The exergy method of thermal plant analysis*. Krieger Publishing Company, 1995.
- [25] Jan Szargut. *Exergy method: Technical and Ecological Applications*. WIT Press, 2005.
- [26] Keith E Herold, Reinhard Radermacher, and Sanford A Klein. *Absorption Chiller and Heat Pumps*. CRC Press, 1995.
- [27] Yunus A Cengel and Michael A Boles. *Thermodynamics*. Mc-Graw Hill, 5ta edition, 2001.
- [28] Roberto Best, Filberto Guitérrez Martínez, and Jorge Hernández Gutiérrez. Métodos de producción de frío. chapter 1 y 5. UNAM, 1993.
- [29] Pongsid Srihirin, Satha Aphornratana, and Supachart Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5:343–372, 2001.
- [30] Rivero R and Anaya A. Exergy analysis of industrial processes Energy - Economy - Ecology. *Revista de Latín American Applied Research*, 27:191–205, 1997.
- [31] M. A. Lozano and A. Valero. Theory of the exergetic cost. *Energy*, 18(9):939–960, 1993.
- [32] Ibrahim Dincer and Marc A Rosen. *Exergy: Energy, environment and sustainable development*. Elsevier, 2007.
- [33] Ricardo Rivero, Consuelo Rendón, and Salvador Gallegos. Exergy and exergoeconomic analysis of a crude oil combined distillation unit. *Energy*, 29:1909–1927, 2004.
-

- [34] Javier Alejandro Hernández Magallanes. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco. Master's thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, Agosto 2013.
- [35] Francisco Hernández Tamayo. Evaluación teórica y experimental de la producción de energía de un banco de tubos evacuados aplicado a sistemas de refrigeración solar térmica. Master's thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, Julio 2014.
- [36] Nicolas Velazquez Limón. *Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar*. PhD thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, 2002.
- [37] Victor Hugo Gómez Espinoza. *Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción*. PhD thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, 2007.
-