



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**COMPARACIÓN ENTRE LOS CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR Y ABSORCIÓN MEDIANTE LA PRIMERA Y SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA EN APLICACIONES DE CLIMATIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

CARLOS CÉSAR MARDONES BARRIENTOS

PROFESOR GUÍA:  
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ  
ALEJANDRO ORTIZ BERNANDIN

SANTIAGO DE CHILE  
2016

**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE:** Ingeniero Civil Mecánico  
**POR:** Carlos César Mardones Barrientos  
**FECHA:** 26 de septiembre de 2016  
**PROFESOR GUÍA:** Ramón Frederick González

**COMPARACIÓN ENTRE LOS CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR Y ABSORCIÓN MEDIANTE LA PRIMERA Y SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA EN APLICACIONES DE CLIMATIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN**

El uso de energía es vital para cualquier proceso industrial. Hoy en día se hace necesario utilizar la energía eficientemente. Para esto se requiere optimizar los recursos utilizados en su producción, como disminuir pérdidas e incluso mejorar los procesos que se usan para aquello.

En este trabajo se comparan los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y de absorción, mediante un análisis energético y exergético para obtener los puntos de mejor desempeño y de menores irreversibilidades en aplicaciones de climatización y refrigeración.

Luego de realizar los balances de masa, energía y exergía y seleccionar los fluidos de trabajo, siendo amoniaco para el ciclo por compresión de vapor y una mezcla de amoniaco-agua para el ciclo de absorción, se desarrollan los modelos para los ciclos.

Los modelos se necesitan validar reproduciendo los resultados de la literatura. Se encuentra una buena concordancia entre ellos, con errores no mayores al 3%.

Para encontrar los parámetros de mejores desempeños de ambos ciclos, se realiza un análisis de sensibilidad del COP y del rendimiento exergético, además de las irreversibilidades que se generan en ambos ciclos. Se encuentra que para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el aumento de la temperatura del evaporador implica un aumento en el COP del ciclo, una disminución en el rendimiento exergético al igual que en las irreversibilidades del ciclo. Cuando se tiene una menor temperatura del condensador, mejores serán el COP y el rendimiento exergético, mientras que la irreversibilidad será menor.

Ahora bien, para el ciclo de refrigeración por absorción, al variar la temperatura del evaporador se encuentra que para aplicaciones de refrigeración ( $T_e < -10^\circ\text{C}$ ), se necesitan temperaturas del generador altas ( $T_g \sim 140^\circ\text{C}$ ), mientras que para aplicaciones de climatización temperaturas bajas del generador ( $T_g \sim 80^\circ\text{C}$ ). Variando la temperatura del condensador, es necesario tener bajas temperaturas para obtener mejores desempeños. De manera similar a la del condensador, la temperatura del absorbedor debe ser baja para que los desempeños del ciclo sean los mejores.

Luego de encontrar los parámetros adecuados para obtener los mejores desempeños de los ciclos de refrigeración, la comparación entre ellos, permite inferir tanto para aplicaciones de refrigeración como de climatización, que el ciclo por compresión de vapor tiene mejores resultados para el COP. En cuanto al rendimiento exergético, sólo para temperaturas bajas del generador ( $T_g < 60^\circ\text{C}$ ) se obtiene un mejor desempeño sólo en aplicaciones de climatización. De igual forma a lo anterior ocurre con las irreversibilidades.

## Agradecimientos

Primero que todo, quiero agradecer a las tres grandes mujeres que hicieron esto posible. A mi Tita, por formarme desde pequeño y enseñarme que todo en esta vida se puede lograr con esfuerzo, ojalá pudieras ver en lo que me convertí finalmente, desde acá te mando un abrazo gigante, mi angelito de la buena suerte. A mi madre, María Barrientos, por el amor y apoyo incondicional en cada segundo de mi vida, por enseñarme cómo es la vida, por ser la mejor madre del mundo y la mejor persona que he conocido hasta el día de hoy. También agradecerle a mi hermana Karen Mardones, por ser mi hermana, mi padre y mi profesora particular, por hacerme creer en mí mismo y saber que era capaz de todo, por ayudarme a sacar esto adelante, por mostrarme cómo era el mundo realmente y por apoyarme de la manera que lo has hecho, sin tener ninguna responsabilidad obligada, de verdad muchas gracias a las tres. También agradecer a mi tía Patty y a mi prima por cada palabra de aliento y buenas vibras siempre, de verdad, nada de esto hubiese ocurrido si ustedes no estuviesen a mi lado siempre. Tampoco quiero olvidarme de mis pequeños sobrinos, por las alegrías que me dan cada vez que llego a casa.

Le agradezco también a mi polola, Viviana Toledo, por ese gran apoyo que ha sido durante todos estos años, por ser mi cable a tierra y por ayudarme a levantarme siempre, aun cuando ni yo mismo me daba cuenta que estaba cayendo, de verdad y de todo corazón, muchas gracias por todo, has sido un gran pilar en este logro también.

Le quiero dar las gracias a mi grupo de amigos, Nono, Alonso, Toño y Pablo, por ser los compañeros de esta vida, por los años de amistad y por todas las risas y momentos que hemos compartido juntos, que sin duda seguirá siendo de esa manera.

Quisiera agradecerle a la tía Silvia, que gracias a sus consejos cuando apenas estaba en 5to básico, pude comenzar este camino, primero ingresando al Instituto Nacional y de ahí a la Universidad de Chile. Quizás nunca se entere de esto, pero de verdad muchas gracias por ayudar en mi formación.

Gracias a todas las personas que conozco y han compartido un momento conmigo, a los que seguimos en contacto y a los que ya no, de una u otra forma, fueron parte de este largo proceso que ya finaliza.

Muchas gracias al profesor Ramón Frederick, por ayudarme con este trabajo, por confiar en mí y darme la oportunidad de desarrollar mi memoria.

Y gracias a la escuela, a los profesores y a todas las personas que son parte de esta comunidad, que ayudan a que nazcan profesionales con grandes ideas e ideales para hacer de este país uno mejor cada día.

# Tabla de contenido

<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1. ANTECEDENTES GENERALES .....	1
1.2. MOTIVACIÓN .....	2
1.3. OBJETIVOS .....	2
1.3.1. <i>Objetivo general</i> .....	2
1.3.2. <i>Objetivos específicos</i> .....	2
1.4. ALCANCES .....	3
<b>2. METODOLOGÍA</b> .....	<b>4</b>
<b>3. ANTECEDENTES</b> .....	<b>5</b>
3.1. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	5
3.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	7
3.3. TERMODINÁMICA DEL PROBLEMA .....	9
3.3.1. <i>Primera ley de la termodinámica</i> .....	9
3.3.2. <i>Segunda ley de la termodinámica</i> .....	10
<b>4. MODELO</b> .....	<b>13</b>
4.1. BALANCES GLOBALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	13
4.1.1. <i>Balances</i> .....	13
4.1.2. <i>Selección del fluido de trabajo</i> .....	14
4.1.3. <i>Metodología para el cálculo de variables</i> .....	16
4.2. BALANCES GLOBALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	18
4.2.1. <i>Balances</i> .....	18
4.2.2. <i>Selección del fluido de trabajo</i> .....	20
4.2.3. <i>Metodología para el cálculo de variables</i> .....	21
<b>5. VALIDACIÓN DEL MODELO</b> .....	<b>24</b>
5.1. VALIDACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	24
5.2. VALIDACIÓN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	25
5.2.1. <i>Variación de la temperatura del generador</i> .....	25
5.2.2. <i>Variación de la temperatura del evaporador</i> .....	27
5.2.3. <i>Variación de la temperatura del condensador</i> .....	29
5.2.4. <i>Variación de la temperatura del absorbedor</i> .....	30
<b>6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b> .....	<b>32</b>
6.1. RESULTADOS PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	32
6.1.1. <i>Variación de la temperatura del evaporador</i> .....	32
6.2. RESULTADOS CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	35
6.2.1. <i>Variación de la temperatura del evaporador</i> .....	35
6.2.2. <i>Variación de la temperatura del condensador</i> .....	38
6.2.3. <i>Variación de la temperatura del absorbedor</i> .....	41
6.3. PARÁMETROS A UTILIZAR Y COMPARACIÓN ENTRE LOS CICLOS .....	43
6.3.1. <i>Parámetros a utilizar</i> .....	43
6.3.2. <i>Comparación entre los ciclos</i> .....	44
6.3.3. <i>Componentes de máxima irreversibilidad</i> .....	46
<b>7. CONCLUSIONES</b> .....	<b>48</b>

<b>8. BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>51</b>
------------------------------	-----------

# Índice de Tablas

TABLA 5.1 VARIABLES A UTILIZAR EN LA VALIDACIÓN.....	24
TABLA 5.2 VALIDACIÓN DEL MODELO A PARTIR DEL TRABAJO REALIZADO POR POREDOS. ....	24
TABLA 5.3 VARIABLES IMPUESTAS A UTILIZAR EN LA VALIDACIÓN DEL MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AL VARIAR $T_g$ . ....	26
TABLA 5.4 VALIDACIÓN DEL MODELO AL VARIAR $T_g$ .....	27
TABLA 5.5 VARIABLES IMPUESTAS A UTILIZAR EN LA VALIDACIÓN DEL MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AL VARIAR $T_e$ . ....	27
TABLA 5.6 VALIDACIÓN DEL MODELO AL VARIAR $T_e$ .....	28
TABLA 5.7 VARIABLES IMPUESTAS A UTILIZAR EN LA VALIDACIÓN DEL MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AL VARIAR $T_{cd}$ . ....	29
TABLA 5.8 VALIDACIÓN DEL MODELO AL VARIAR $T_{cd}$ .....	30
TABLA 5.9 VARIABLES IMPUESTAS A UTILIZAR EN LA VALIDACIÓN DEL MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AL VARIAR $T_{cd}$ . ....	30
TABLA 5.10 VALIDACIÓN DEL MODELO AL VARIAR $T_a$ .....	31
TABLA 6.1 DATOS PARA MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR ..	32
TABLA 6.2 DATOS PARA CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN VARIANDO LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR. ....	35
TABLA 6.3 DATOS PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AL VARIAR LA TEMPERATURA DEL CONDENSADOR. ....	38
TABLA 6.4 DATOS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AL VARIAR LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR. ....	41
TABLA 6.5 PARÁMETROS A UTILIZAR PARA EL MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	44
TABLA 6.6 PARÁMETROS A UTILIZAR PARA EL MODELO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR. ....	44

## Tabla de Figuras

FIGURA 2.1 METODOLOGÍA .....	4
FIGURA 3.1 ESQUEMA PARA EL C.R.C.V. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA BASADO EN [3]. .....	6
FIGURA 3.2 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA BASADO EN [3]. .....	7
FIGURA 3.3 C.R.A. DE AMONIACO. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA BASADO EN [3]. .....	8
FIGURA 3.4 FLUJO DE ENERGÍA GENERAL EN UN VOLUMEN DE CONTROL TERMODINÁMICO. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA BASADO EN [5]. .....	9
FIGURA 4.1 ESQUEMA PARA EL C.R.C.V. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.....	13
FIGURA 4.2 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LOS ESTADOS TERMODINÁMICOS DEL C.R.C.V. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.....	17
FIGURA 4.3 C.R.A. DE $NH_3 - H_2O$ . FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA BASADO EN [3]. .....	18
FIGURA 4.4 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LOS ESTADOS TERMODINÁMICOS DEL C.R.A. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA. ....	22
FIGURA 5.1 EFICIENCIA EXERGÉTICA VARIANDO $T_e$ .....	25
FIGURA 5.2 COP vs $T_g$ .....	26
FIGURA 5.3 COP vs $T_e$ .....	28
FIGURA 5.4 COP vs $T_{cd}$ .....	29
FIGURA 5.5 COP vs $T_a$ .....	31
FIGURA 6.1 COP VARIANDO $T_e$ PARA DISTINTAS $T_{cd}$ .....	33
FIGURA 6.2 RENDIMIENTO EXERGÉTICO VARIANDO LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL CONDENSADOR .....	33
FIGURA 6.3 IRREVERSIBILIDAD DEL CICLO AL VARIAR LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL CONDENSADOR.....	34
FIGURA 6.4 RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR PARA DISTINTOS VALORES DE TEMPERATURA DEL GENERADOR.....	36
FIGURA 6.5 RENDIMIENTO EXERGÉTICO DEL CICLO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR PARA DISTINTOS VALORES DE TEMPERATURA DEL GENERADOR. ....	36
FIGURA 6.6 IRREVERSIBILIDAD TOTAL DEL CICLO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR. ....	37
FIGURA 6.7 RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL CONDENSADOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR. ....	38
FIGURA 6.8 RENDIMIENTO EXERGÉTICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL CONDENSADOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR.....	39
FIGURA 6.9 IRREVERSIBILIDAD DEL CICLO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL CONDENSADOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR. ....	40
FIGURA 6.10 RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR. ....	41
FIGURA 6.11 RENDIMIENTO EXERGÉTICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR. ....	42
FIGURA 6.12 IRREVERSIBILIDAD DEL CICLO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR PARA DISTINTAS TEMPERATURAS DEL GENERADOR. ....	43
FIGURA 6.13 COMPARACIÓN ENTRE CICLOS COP vs $T_e$ . COP DEL CICLO DE ABSORCIÓN AL LADO DERECHO Y COP DEL CICLO DE COMPRESIÓN DE VAPOR A LA IZQUIERDA. ....	45
FIGURA 6.14 COMPARACIÓN ENTRE CICLOS, RENDIMIENTO EXERGÉTICO vs $T_e$ .....	45
FIGURA 6.15 COMPARACIÓN ENTRE LOS CICLOS, IRREVERSIBILIDAD DEL CICLO vs $T_e$ . ....	46
FIGURA 6.16 COMPONENTES DE MÁXIMA IRREVERSIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR.....	47

## Notación

Abreviación	Significado
$BrLi$	Bromuro de litio
$COP$	Coficiente de desempeño
C.R.C.V.	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor
C.R.A.	Ciclo de refrigeración por absorción
$ex$	Exergía específica de flujo [ $kJ/kg$ ]
$h$	Entalpía específica [ $kJ/kg$ ]
$h_0$	Entalpía estado muerto [ $kJ/kg$ ]
$I_c$	Irreversibilidad en el compresor [ $kJ/kg$ ]
$I_{cd}$	Irreversibilidad en el condensador [ $kJ/kg$ ]
$I_e$	Irreversibilidad en el evaporador [ $kJ/kg$ ]
$I_g$	Irreversibilidad en el generador [ $kJ/kg$ ]
$I_{IC}$	Irreversibilidad en el intercambiador de calor [ $kJ/kg$ ]
$I_P$	Irreversibilidad en la bomba [ $kJ/kg$ ]
$I_v$	Irreversibilidad en la válvula de expansión [ $kJ/kg$ ]
$\dot{m}$	Flujo másico [ $kg/s$ ]
$NH_3$	Amoniaco
$P$	Presión [ $bar$ ]
$P_0$	Presión estado muerto [ $bar$ ]
$\dot{Q}_a$	Flujo de calor en el absorbedor [ $kW$ ]
$\dot{Q}_{cd}$	Flujo de calor en el condensador [ $kW$ ]
$\dot{Q}_e$	Flujo de calor en el evaporador [ $kW$ ]
$\dot{Q}_g$	Flujo de calor en el generador [ $kW$ ]
$s$	Entropía específica [ $kJ/kg \cdot K$ ]
$s_0$	Entropía estado muerto [ $kJ/kg \cdot K$ ]
$T$	Temperatura [ $K$ ]
$T_0$	Temperatura estado muerto [ $K$ ]
$T_a$	Temperatura del absorbedor [ $K$ ]
$T_{cd}$	Temperatura del condensador [ $K$ ]
$T_e$	Temperatura del evaporador [ $K$ ]
$T_g$	Temperatura del generador [ $K$ ]
$v$	Volumen específico [ $m^3/kg$ ]
$\dot{W}_C$	Flujo de trabajo del compresor [ $kW$ ]
$\dot{W}_P$	Flujo de trabajo de la bomba [ $kW$ ]
$x$	Fracción de amoniaco en mezcla $NH_3 - H_2O$
$\epsilon_{IC}$	Rendimiento del intercambiador de calor
$\eta_C$	Rendimiento isentrópico del compresor
$\eta_{ex}$	Rendimiento exergético
$\eta_P$	Rendimiento isentrópico de la bomba

# 1. Introducción

Entre las principales áreas donde la termodinámica es aplicable se encuentran los ciclos de refrigeración, pues son bastante importantes en distintas aplicaciones industriales. En la industria, se debe ser eficiente en el uso de los recursos que se requieren, en cómo transformar la energía y ser solidario con el medio ambiente de manera sustentable.

Es por esta razón que es imprescindible poder realizar y comparar distintos sistemas de refrigeración para, de esta manera, encontrar las condiciones de operación más eficientes en cada aplicación que se requiera utilizar el ciclo. Lograr esto es una tarea compleja, es necesario entrar y ahondar tanto en la primera ley como en la segunda ley de la termodinámica y encontrar las eficiencias energéticas y exergéticas de los ciclos a estudiar.

La eficiencia de un ciclo puede variar dependiendo de los parámetros de operación, la configuración ocupada, el fluido de trabajo, entre otras cosas.

Entre las configuraciones utilizadas están los ciclos de refrigeración compresión-absorción en cascada. En este tipo de ciclos el consumo de energía es cercano al 48-51% menor al de un ciclo convencional de compresión de vapor en las mismas condiciones de operación [1].

## 1.1. Antecedentes generales

Refrigeración se define como el proceso de extraer calor de una fuente, sustancia o medio frío de baja temperatura y transferirlo a uno de gran temperatura. La refrigeración mantiene la temperatura de la fuente de calor por debajo a la de sus alrededores mientras se transfiere el calor extraído y cualquier entrada de energía requerida.

Un sistema de refrigeración es una combinación de componentes y equipos conectados en un orden secuencial para producir el efecto de refrigeración. Los sistemas de refrigeración, pueden ser clasificados por el tipo de energía y el proceso de refrigeración que utilizan, como los siguientes:

- ♦ **Sistema de compresión de vapor.** En los sistemas de compresión de vapor, los compresores activan el refrigerante comprimiéndolo a una alta presión y temperatura luego de haber producido el efecto refrigerante. El refrigerante comprimido transfiere su calor a los alrededores y es condensado a su forma líquida. Este líquido refrigerante es posteriormente estrangulado a un vapor a baja presión y temperatura para producir el efecto refrigerante durante la evaporación. Los sistemas de compresión de vapor son los sistemas de refrigeración mayormente adoptados para el proceso de aire acondicionado y refrigeración.
- ♦ **Sistemas de absorción.** En un sistema de absorción, el efecto de refrigeración es producido por una entrada de energía térmica. Después de absorber calor del medio enfriado durante la evaporación, el vapor

refrigerante es absorbido por un medio absorbente. Esta solución es entonces calentada por una caldera, calor que se desperdicia, agua caliente, vapor u otra fuente de energía externa. El refrigerante es nuevamente evaporado y luego condensado a líquido para iniciar el ciclo otra vez.

- ♦ **Sistemas de expansión de aire o gas.** En un sistema de expansión de aire o gas, el aire o gas es comprimido a una alta presión por energía mecánica. Esto es entonces enfriado y expandido a una baja presión. Debido a que la temperatura del aire o gas cae durante la expansión, se produce un efecto de refrigeración. [2].

## 1.2. Motivación

El uso de energía es vital para cualquier proceso industrial, hoy en día se hace necesario utilizar la energía eficientemente, pues tanto los equipos como el material humano de una empresa necesitan energía para producir o realizar sus servicios. Para esto es necesario optimizar los recursos utilizados en su producción, como disminuir sus pérdidas e incluso mejorar los procesos que se usan para aquello.

Para lograr esto en los ciclos de refrigeración, se requiere profundizar en la termodinámica y el comportamiento de sustancias que cambian de estado en los ciclos. Además, se necesita optimizar el uso del recurso energético para cumplir con los criterios de eficiencia basados en la primera y segunda ley de la termodinámica.

## 1.3. Objetivos

### 1.3.1. Objetivo general

Comparar los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y de absorción mediante un análisis energético y exergético para obtener los puntos de mejor desempeño y de menores irreversibilidades en aplicaciones de climatización y refrigeración.

### 1.3.2. Objetivos específicos

Los objetivos específicos son:

- ♦ Recopilar bibliografía sobre rendimiento energético y exergético en refrigeración.
- ♦ Analizar ambos ciclos estableciendo los balances de materia, energía y exergía.

- ♦ Crear un modelo de análisis de los ciclos basado en los balances para evaluar su rendimiento energético y exergético, en función de variables de operación impuestas.
- ♦ Estudiar los ciclos en forma sistemática en búsqueda de las condiciones de temperatura que entreguen la mínima irreversibilidad, e identificar los componentes del ciclo en que la irreversibilidad es máxima.

## 1.4. Alcances

Para el análisis del ciclo por compresión de vapor se usa como refrigerante amoníaco puro ( $NH_3$ ) y para el ciclo de refrigeración por absorción se usa una mezcla de amoníaco-agua ( $NH_3 - H_2O$ ), donde el amoníaco es el fluido refrigerante y el agua el fluido absorbedor. La razón es una mejor comparación entre ambos ciclos.

Todo lo anterior es evaluado en aplicaciones de climatización y refrigeración que se caracterizan por distintos niveles de temperatura de evaporación.

Cada componente de un ciclo se considera como un volumen de control.

## 2. Metodología

La metodología a utilizar durante el desarrollo de este trabajo puede enumerarse como sigue:

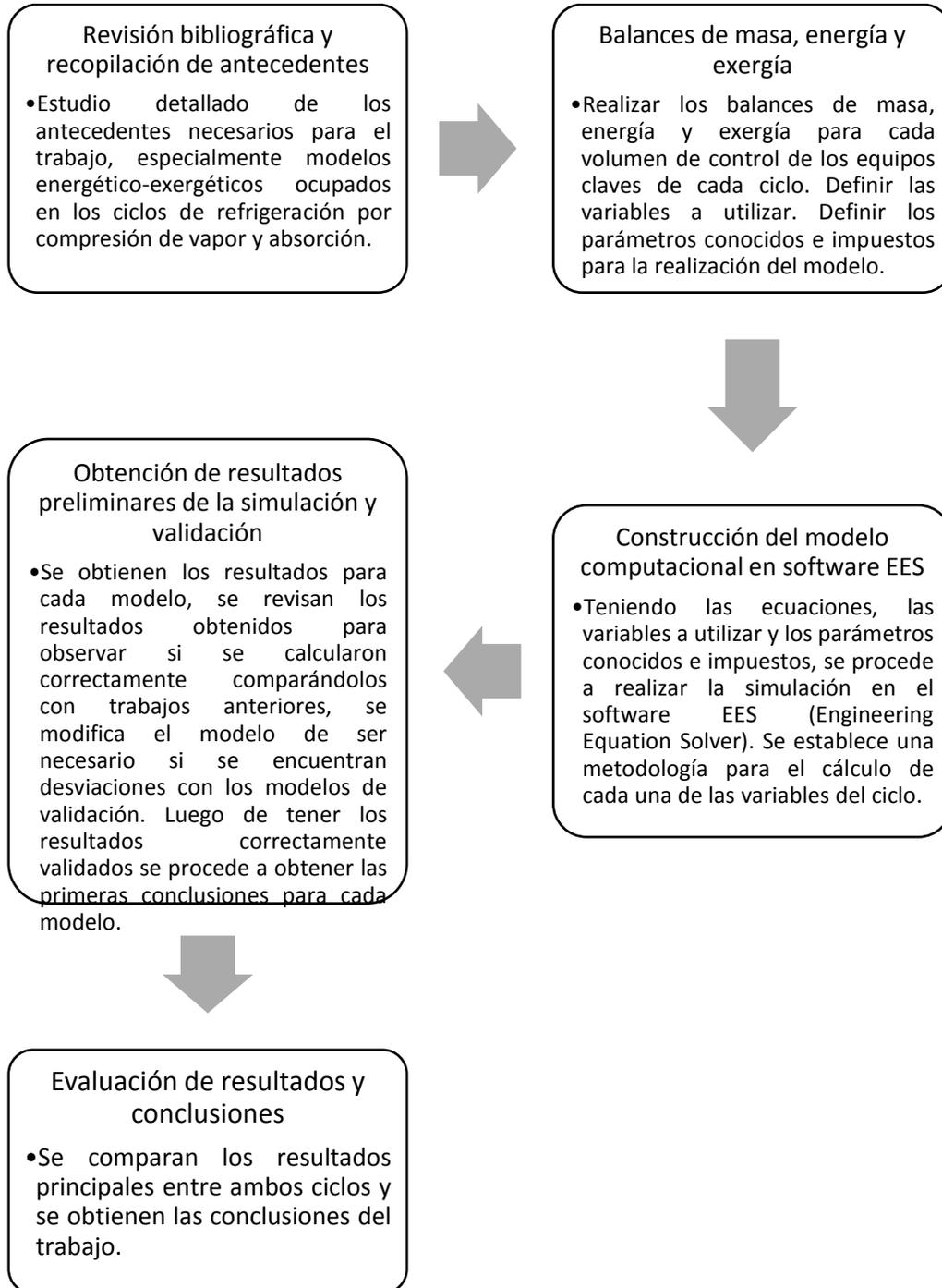


Figura 2.1 Metodología

### 3. Antecedentes

La función principal de estos ciclos es refrigerar el espacio de interés mediante una transferencia de calor entre el espacio a refrigerar y el refrigerante. Existen diversos ciclos y configuraciones, entre ellos se encuentran los estudiados en este trabajo. Estos son: el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y el ciclo de refrigeración por absorción.

Otras variedades de ciclos pueden ser similares a los mencionados anteriormente, pero con configuraciones más complejas o incluso algunos son mezclas entre ambos ciclos.

El funcionamiento de ambos sistemas de refrigeración se explica a continuación.

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

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, es el más utilizado en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos, como se muestra en la Figura 3.1:

- 1-2 Compresión del fluido en un compresor.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- 3-4 Expansión isentálpica en una válvula de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica hasta un valor mayor al de la temperatura del entorno. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, debido al rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

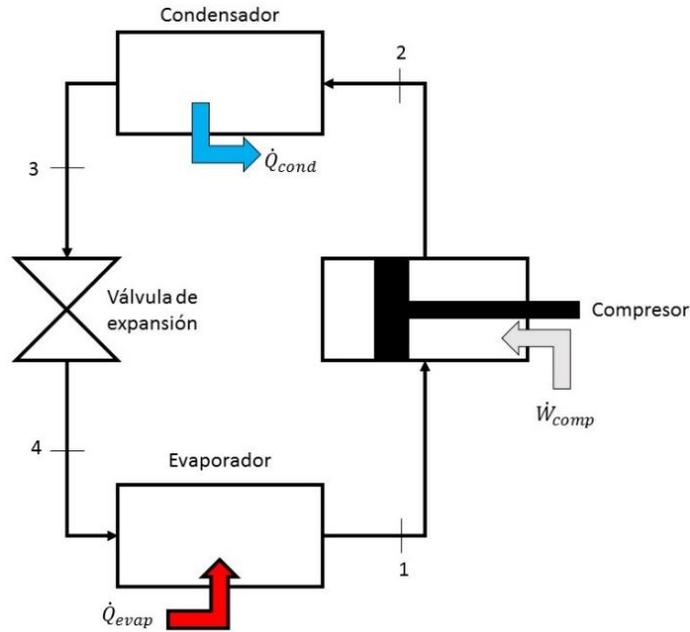


Figura 3.1 Esquema para el C.R.C.V. Fuente: Elaboración propia basado en [3].

El refrigerante que se encuentra como líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor completando el ciclo. [3]

Ahora bien, los ciclos no se comportan de manera ideal, los ciclos reales presentan irreversibilidades durante la compresión, lo que se representa mediante una línea continua para indicar el proceso de compresión desde el estado 1 al estado 2, como se muestra en la Figura 3.2. Esta línea refleja el incremento de entropía específica que acompaña a la compresión adiabática irreversible. Comparando ambos ciclos, tanto el ideal como el real, la capacidad de refrigeración es la misma en ambos, pero el trabajo consumido es mayor en el caso de la compresión irreversible que en el ciclo ideal. El efecto de la compresión irreversible se puede contabilizar utilizando un rendimiento isentrópico del compresor.

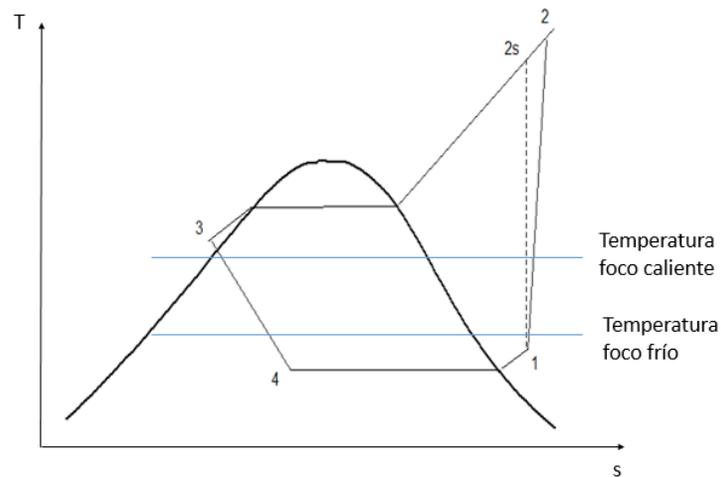


Figura 3.2 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Elaboración propia basado en [3].

Además, existen otras irreversibilidades dentro del ciclo real, por ejemplo, caídas de presión debido al rozamiento del refrigerante a través del evaporador, condensador y tuberías; la compresión no es adiabática en el compresor, entre otras, para simplificar, se ignoran en el modelo.

Por otro lado, para que exista refrigeración, como se ve en la Figura 3.2, se debe cumplir que la temperatura del área refrigerada debe ser menor a la que posee el refrigerante cuando pasa por el condensador, y menor que la de los alrededores cuando este circula por el evaporador. [4]

### 3.2. Ciclo de refrigeración por absorción

Otra forma de refrigeración, como lo menciona, que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200 °C, es la refrigeración por absorción. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado en el sistema de amoníaco-agua, donde el amoníaco ( $NH_3$ ) sirve como el refrigerante y el agua ( $H_2O$ ) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema amoníaco-agua que se muestra en la Figura

3.3. Se puede observar inmediatamente de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del amoniaco es elevada por los componentes presentados en la Figura 3.3 dentro del rectángulo punteado (esto es lo único que tienen que hacer), el amoniaco se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador.

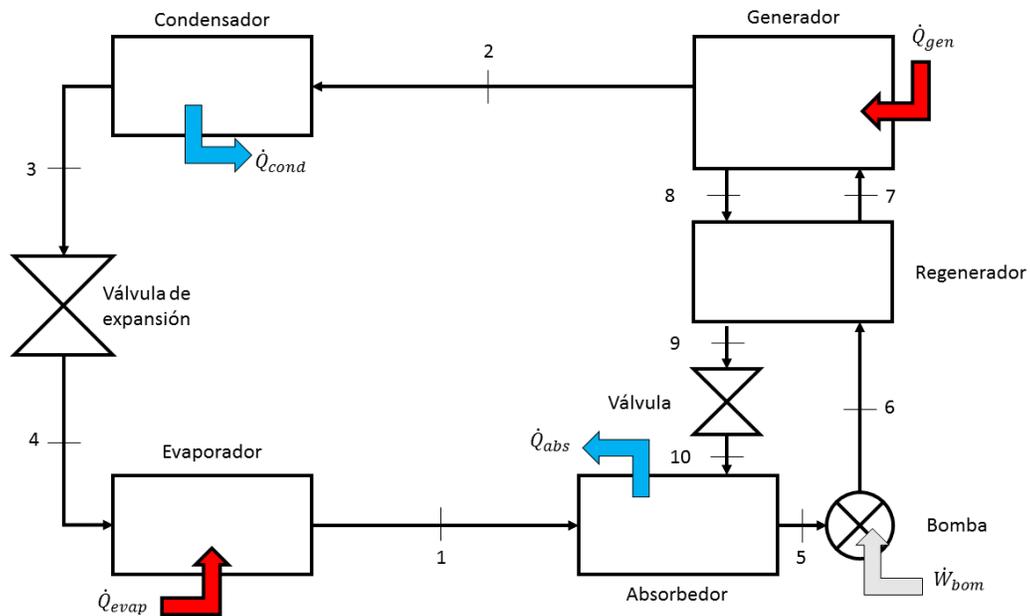


Figura 3.3 C.R.A. de amoniaco. Fuente: Elaboración propia basado en [3].

El vapor de amoniaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar  $NH_3 - H_2O$ . Esta es una reacción exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de  $NH_3$  que puede disolverse en  $H_2O$  es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de  $NH_3$  disuelto en el agua. La solución líquida  $NH_3 - H_2O$ , que es rica en  $NH_3$ , se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor que es rico en  $NH_3$  pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de  $NH_3$  puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente  $NH_3 - H_2O$ , pobre en  $NH_3$ , pasa después por un regenerador, donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo estacionario es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de

refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1 por ciento del calor suministrado al generador) y se desprecia a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como sistemas accionados por calor.

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, son mucho menos eficientes, por lo tanto, requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y son más difíciles en mantenimiento dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales. [3]

### 3.3. Termodinámica del problema

#### 3.3.1. Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica es frecuentemente llamada la ley de la conservación de la energía. La ecuación de la primera ley que se muestra a continuación es solamente válida en la ausencia de reacciones nucleares o químicas. [5]

En base a la primera ley o la ley de la conservación de la energía para cualquier sistema, abierto o cerrado, existe el siguiente balance de energía:

$$\text{Energía que entra} - \text{energía que sale} = \text{Incremento de energía del sistema}$$

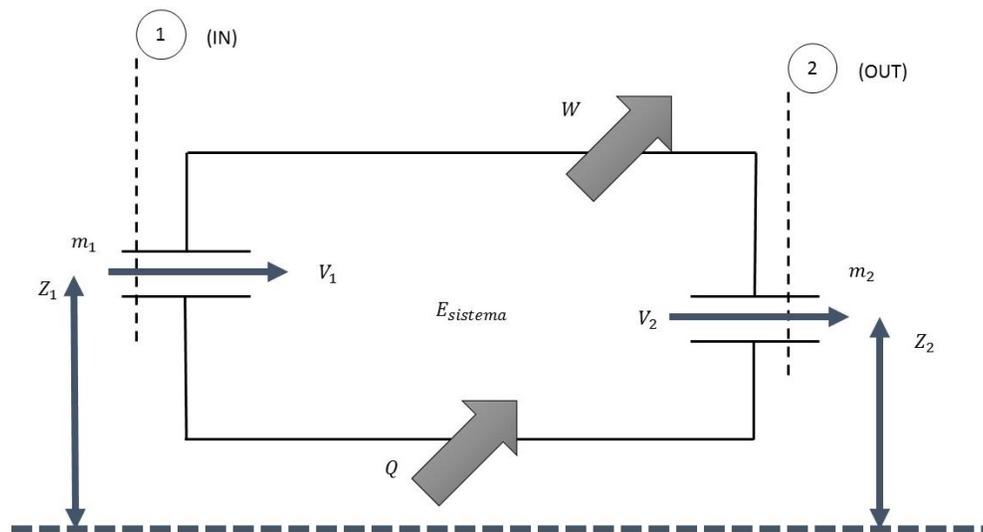


Figura 3.4 Flujo de energía general en un volumen de control termodinámico. Fuente: Elaboración propia basado en [5].

La Figura 3.4 ilustra el flujo de energía que entra y sale de un volumen de control termodinámico. Los procesos de flujo constante son importantes en aplicaciones de ingeniería. Flujo constante significa que todas las cantidades asociadas con el sistema o volumen de control no varían con el tiempo. Para el caso general de múltiples flujos de masa que entran y salen de un volumen de control, el balance de energía puede ser escrito:

$$\sum_{\text{flujos de salida}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{flujos de entrada}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad 3.1$$

Donde:

$h$  es la entalpía específica del flujo en el punto que se evalúa.

$\dot{m}$  es el flujo másico en el punto que se evalúa.

$V$  es la velocidad del flujo en el punto en que se evalúa.

$g$  es la constante gravitacional

$z$  es la altura a la que se encuentra el flujo en el punto que se evalúa.

$\dot{Q}$  es el flujo de calor entre el sistema y los alrededores.

$\dot{W}$  es el flujo de trabajo entre el sistema y los alrededores.

Para el caso de este trabajo, las energías cinéticas y potenciales no son significativamente relevantes y por ende se desprecian en la ecuación, de esta manera:

$$\sum_{\text{flujos de salida}} \dot{m}h - \sum_{\text{flujos de entrada}} \dot{m}h + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad 3.2$$

### 3.3.2. Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica diferencia y cuantifica procesos que sólo proceden en una cierta dirección (irreversible) de aquellos que son reversibles. La segunda ley puede ser enunciada en diferentes formas. Un método usa el concepto de flujo de entropía en un sistema abierto y la irreversibilidad asociada con el proceso. El concepto de irreversibilidad proporciona información adicional sobre el funcionamiento de los ciclos. Por ejemplo, cuanto mayor sea la irreversibilidad en un ciclo de refrigeración que funciona con una carga de refrigeración dada entre dos niveles de temperatura fijos, mayor es la cantidad de trabajo requerido para operar en el ciclo. Irreversibilidades incluyen pérdidas de carga en las líneas y los intercambiadores de calor, transferencia de calor entre los fluidos de diferente temperatura, y la fricción mecánica. La reducción de irreversibilidad total en un ciclo mejora del rendimiento del ciclo. Si no hubiese irreversibilidades, un ciclo alcanzará su máxima eficiencia ideal. [5]

En un sistema abierto, la segunda ley de la termodinámica puede ser descrita en términos de entropía como:

$$dS_{sistema} = \frac{\delta Q}{T} + \delta m_i s_i - \delta m_e s_e + dI \quad 3.3$$

Donde

$dS_{sistema}$ : Variación total del sistema en un tiempo  $dt$ .

$\delta m_i s_i$ : Incremento de entropía causado por la masa entrante (incoming).

$\delta m_e s_e$ : Disminución de entropía causada por la masa saliente (exiting).

$\delta Q/T$ : Cambio de entropía causado por la transferencia de calor reversible entre el sistema y los alrededores.

$dI$ : Entropía causada por las irreversibilidades (siempre positiva).

La ecuación 3.2 toma todos los cambios de entropía en el sistema. Reorganizando, esta ecuación se convierte en:

$$\delta Q = T[(\delta m_e s_e - \delta m_i s_i) + dS_{sistema} - dI] \quad 3.4$$

Integrando, si las propiedades de entrada y salida, el flujo de masa y las interacciones con los alrededores no varían con el tiempo, la ecuación general para la segunda ley es:

$$(S_f - S_i)_{sistema} = \int_{rev} \frac{\delta Q}{T} + \sum (ms)_{in} - \sum (ms)_{out} + I \quad 3.5$$

En muchas aplicaciones, se puede considerar que el proceso está operando de manera constante con ningún cambio en el tiempo. El cambio en la entropía del sistema es, por tanto, cero. La tasa de irreversibilidad, que es la tasa de producción de entropía causados por irreversibilidades en el proceso, puede determinarse reordenando la ecuación 3.5.

$$\dot{I} = \sum (\dot{m}s)_{out} - \sum (\dot{m}s)_{in} - \int \frac{\dot{Q}}{T_{alr}} \quad 3.6$$

La ecuación 3.2 puede ser usada para reemplazar la cantidad de calor transferido. Notar que la temperatura absoluta de los alrededores con la cual el sistema intercambia calor es usada en el último término. Si la temperatura de los alrededores es igual a la temperatura del sistema el calor es transferido de forma reversible y la ecuación 3.6 se convierte igual a 0.

La ecuación 3.6 es comúnmente aplicada a un sistema con un flujo de masa entrante y el mismo flujo de masa que sale, sin trabajo y despreciando los flujos de energía cinética y potencial. Combinando la ecuación 3.2 y la ecuación 3.6 nos queda:

$$\dot{i} = \dot{m} \left[ (s_{out} - s_{in}) - \frac{h_{out} - h_{in}}{T_{alr}} \right] \quad 3.7$$

Lo que está dentro del paréntesis se reescribe como la diferencia de exergía de flujo entre la entrada y salida del volumen de control. Usando la definición de exergía de flujo como sigue:

$$ex = (h - h_0) - T_{alr}(s - s_0) \quad 3.8$$

Donde:

$h_0$ ,  $s_0$  y  $T_{alr}$ : son la entalpía, entropía y temperatura del estado muerto.

Aunque en el desarrollo del trabajo existe tanto la influencia de los calores y trabajos tanto que entran como salen del volumen de control, la irreversibilidad o destrucción de exergía se calculará de la siguiente manera:

$$\dot{i} = \sum(\dot{m} ex)_{in} - \sum(\dot{m} ex)_{out} + \left[ \sum \left( \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_{alr}}{T} \right) \right)_{in} + \sum \left( \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_{alr}}{T} \right) \right)_{out} \right] \pm \sum \dot{W} \quad 3.9$$

## 4. Modelo

Para la construcción de los modelos (Anexo A) es necesario realizar los balances de masa, energía y exergía, definir los fluidos de trabajo a utilizar y obtener una metodología para calcular todas las variables de cada modelo.

### 4.1. Balances globales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Teniendo en cuenta los puntos seleccionados en la Figura 4.1, los cálculos para los balances de masa, energía y exergía para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

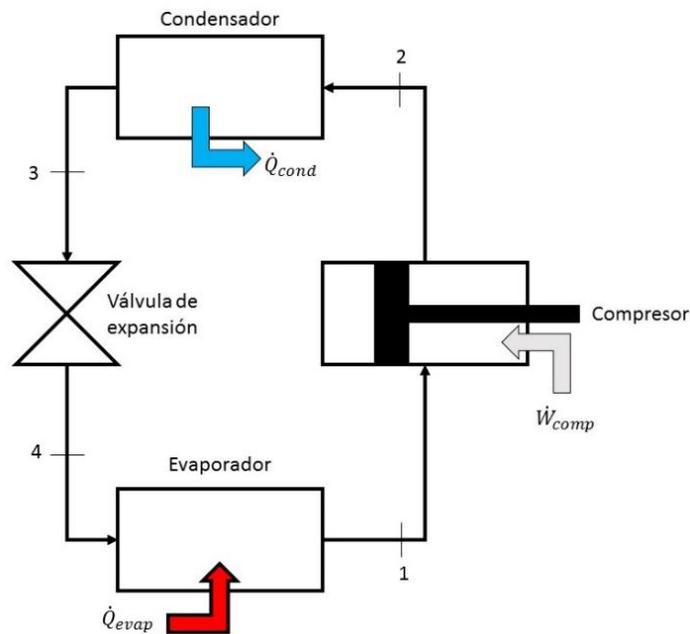


Figura 4.1 Esquema para el C.R.C.V. Fuente: Elaboración propia

#### 4.1.1. Balances

El flujo másico de amoníaco no varía durante el ciclo completo, es por esto que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad 4.1$$

##### 4.1.1.1. Compresor

$$\dot{m}h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}h_2 \quad 4.2$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad 4.3$$

$$I_c = \frac{(\dot{m} ex_2 - \dot{m} ex_1 + \dot{W}_c)}{\dot{m}} \quad 4.4$$

4.1.1.2. *Condensador*

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}h_3 + \dot{Q}_{cd} \quad 4.5$$

$$I_{cd} = \frac{\left(\dot{m} ex_2 - \dot{m} ex_3 + \dot{Q}_{cd} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cd}}\right)\right)}{\dot{m}} \quad 4.6$$

4.1.1.3. *Válvula de expansión*

$$h_3 = h_4 \quad 4.7$$

$$I_v = \frac{(\dot{m} ex_3 - \dot{m} ex_4)}{\dot{m}} \quad 4.8$$

4.1.1.4. *Evaporador*

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m}h_1 \quad 4.9$$

$$I_e = \frac{\left(\dot{m} ex_4 - \dot{m} ex_1 - \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)\right)}{\dot{m}} \quad 4.10$$

4.1.1.5. *Coficiente de desempeño, rendimiento exergético e irreversibilidad total*

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad 4.11$$

$$\eta_{ex} = \frac{\left|\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)\right|}{\dot{W}_c} \quad 4.12$$

4.1.2. Selección del fluido de trabajo

El  $NH_3$  es ampliamente usado como refrigerante en sistemas industriales para la refrigeración de alimentos y procesos de refrigeración. Es más, recientemente se ha propuesto para su uso en aplicaciones tales como la refrigeración por  $H_2O$  para sistemas de aire acondicionado, pero aún no ha recibido una amplia aceptación en este campo. [6]

Las propiedades que hacen tan atractivo al  $NH_3$  como refrigerante están bien documentadas y son fácilmente comprensibles. Cuenta con un extremadamente alto calor de evaporación, sólo superado por el  $H_2O$  en los fluidos comúnmente reconocidos, y por lo tanto proporciona un mayor efecto de refrigeración por unidad de masa que cualquier otro refrigerante utilizado en los sistemas de compresión de vapor tradicionales. La densidad relativamente baja del gas de  $NH_3$ , debido a su bajo peso molecular, aumenta el volumen de barrido del compresor en comparación con los refrigerantes de fluorocarbono más pesados, pero la combinación del calor latente y la densidad significan que el efecto de

refrigeración volumétrica del  $NH_3$  es casi idéntica a la de HCFC-22 en condiciones típicas de funcionamiento, aproximadamente un 60% mayor que la de HFC-134a y 60% menor que la de R-410A. El  $NH_3$  también tiene una temperatura crítica muy alta, comparable al HC-600a y sólo superada por el CFC-11 y el HCFC-123. Esto hace que el  $NH_3$ , a diferencia de todos los refrigerantes HFC y mezclas de refrigerantes, se adapta particularmente bien para utilizarlo en equipos de refrigeración por aire en ambientes con altas temperaturas. [6]

Además, su bajo peso molecular permite una alta velocidad en la válvula o en el compresor. En principio, es posible construir una máquina de  $NH_3$  con menos de la mitad del volumen del cilindro de la requerida comparado con un refrigerante de hidrocarburo halogenado en el mismo intervalo de presión para la aplicación de refrigeración, e incluso mucho menos para el uso de una bomba de calor de temperatura más alta. Parte de la ventaja puede ser explotado para mejorar la eficiencia energética.

El punto crítico inusualmente alto de  $NH_3$  hace que sea posible el uso de un solo medio sobre un amplio rango de temperaturas, que cubre todo el campo de congelación normal de las bombas de calor de alta temperatura.

El peso molecular bajo y la alta entalpía de evaporación, en tuberías de dimensiones pequeñas, para una capacidad dada, reduce mucho el costo de válvulas y accesorios.

La transferencia de calor en la evaporación y la condensación es mucho más eficaz que la de halocarbonos y las superficies de intercambio requeridas son más pequeñas.

Hay una serie de ventajas prácticas, tales como la fácil detección de fugas, la gestión de aceite, procedimientos de secado menos estrictos, la purga de aire, etc.

Al tomar el máximo provecho de los puntos mencionados anteriormente, debe ser posible construir un sistema de  $NH_3$  mucho más barato, y al mismo tiempo más eficiente, que una planta de hidrocarburo halogenado correspondiente, exceptuando si estas son de capacidades muy bajas.

Hay, sin embargo, algunos puntos negativos, que también deben ser tomados en cuenta:

Algunas aplicaciones requieren un diseño especial con el fin de eliminar cualquier riesgo a la seguridad de los trabajadores que se pueda tener.

Turbocompresores para el  $NH_3$  se vuelven relativamente caros y son competitivos sólo para grandes capacidades.

Las ventajas superan con creces los inconvenientes en la mayoría de las aplicaciones, con la posible excepción de las unidades muy pequeñas. En las plantas industriales con compresores de pistón o de tornillo, el  $NH_3$  es, sin duda, el mejor refrigerante disponible, en particular, cuando se utiliza para las bombas de calor a temperaturas altas.

En estos tiempos de restricciones propuestas sobre el uso de los refrigerantes CFC, parece razonable esperar un renacimiento del interés en el  $NH_3$ . Otras alternativas deben buscarse entre las sustancias con un peso molecular razonablemente bajo y las relaciones de presión y temperatura adecuadas. El número de candidatos posibles es limitado y fácilmente identificable. Si se toman las precauciones necesarias para controlar los riesgos de incendio y explosión, algunos hidrocarburos se pueden utilizar, sobre todo para las unidades con carga muy pequeñas. [7]

Finalmente, para que la comparación sea adecuada entre ambos ciclos en estudio, el fluido de trabajo para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor será  $NH_3$  puro.

#### 4.1.3. Metodología para el cálculo de variables

Para calcular cada una de las variables para este modelo, es necesario enunciar los supuestos a utilizar en el cálculo de las variables.

- ♦ El sistema funciona en estado estacionario.
- ♦ La compresión en el compresor y la expansión en la válvula de expansión se asumen como procesos adiabáticos
- ♦ Se desprecia el sobrecalentamiento del vapor a la salida del evaporador y del subenfriamiento del condensado a la salida del condensador.
- ♦ No existen pérdidas de calor y presión en los puntos de enlace entre un equipo y otro.

Lo primero es imponer las condiciones de operación del ciclo. Como ya se ha mencionado, los ciclos serán evaluados para dos aplicaciones, climatización y refrigeración.

La principal diferencia que influye en cómo opera el modelo, son las temperaturas de operación. Tanto  $T_e$  como  $T_{cd}$  son impuestas debido a las temperaturas comunes a las que operan estos equipos en las mencionadas aplicaciones.

Para el caso de aplicación de refrigeración, se necesita que el ambiente refrigerado tenga temperaturas muy bajas, menores a  $0^\circ C$ . Por otro lado, para aplicaciones de climatización, las temperaturas necesarias en el ambiente refrigerado son, de por sí, mayores a  $15^\circ C$ . Es por esta razón, que se utiliza un rango entre  $-50^\circ C$  a  $15^\circ C$  para  $T_e$ .

Es decir, para el cálculo del modelo se toman como variables conocidas, tanto  $T_e$  como  $T_{cd}$ .

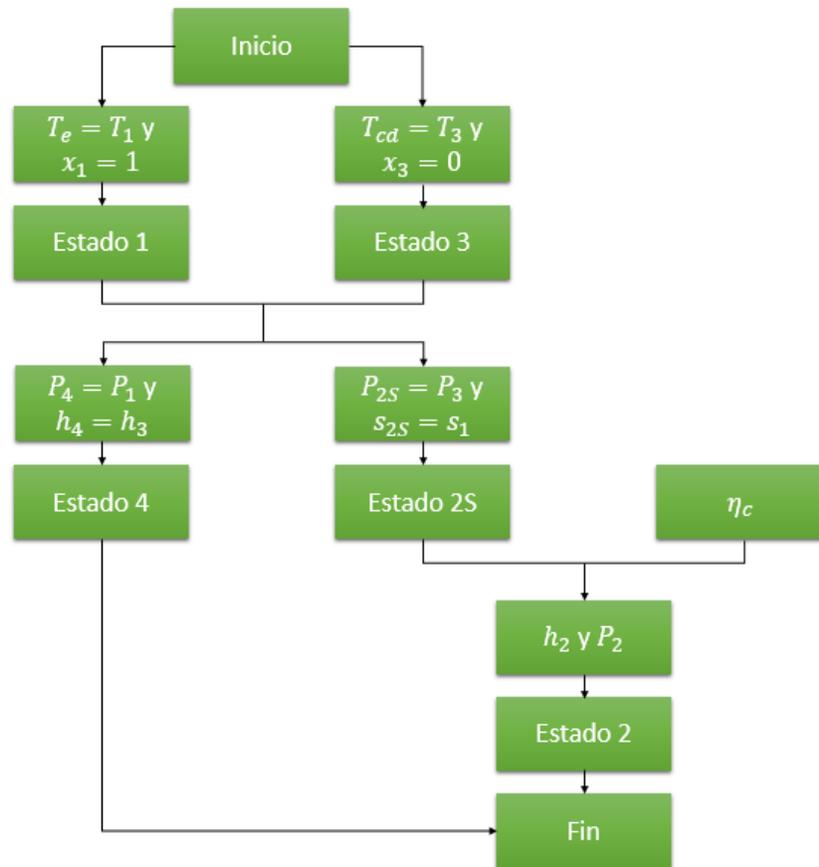


Figura 4.2 Algoritmo de cálculo para los estados termodinámicos del C.R.C.V. Fuente: Elaboración propia.

Como se muestra en la Figura 4.2, al conocer ambas temperaturas y el título a la que saldrá el vapor del evaporador y el líquido del condensador, se determinan los estados termodinámicos 1 y 3.

Conociendo dichos estados, es posible determinar el estado 4, pues la presión en este punto, es la misma que la del estado 1. Por otro lado, como el punto 4 se ubica a la salida de la válvula de expansión, ésta se comporta de manera isentálpica desde el punto 3 hasta el 4, por ende, también es conocida la entalpía del estado 4. Con estos dos datos, es posible determinar por completo el estado 4.

En un ciclo ideal, el compresor toma el fluido de trabajo y lo comprime isentrópicamente, y, en este caso, se obtendría el estado 2, pues se conocen las presiones y la entropía en este punto. Como en el desarrollo de este trabajo, el ciclo no es ideal, a este estado se le denomina estado 2S.

Ya se sabe que el ciclo no se comporta de manera ideal, por ende, se encuentran irreversibilidades cuando el fluido de trabajo se comprime. Para que el ciclo sea más real, se impone  $\eta_c$ . Este rendimiento, en conjunto con el estado 2S y la ecuación 4.3, se determina el punto 2, ya que se conocen tanto la presión y la entalpía de este punto.

Ya determinados todos los estados termodinámicos, es posible realizar los balances energéticos, pero antes, es necesario conocer  $\dot{m}$  que circula por todo el ciclo. En este caso, este valor también es conocido e impuesto.

Calculados los valores de  $\dot{W}_{cr}$ ,  $\dot{Q}_e$  y  $\dot{Q}_{cr}$  es posible determinar el rendimiento energético.

Para calcular  $\eta_{exr}$ , junto con las irreversibilidades, se necesitan obtener las variables del estado muerto. Se imponen las condiciones para la temperatura ( $T_0$ ) y la presión del estado muerto ( $P_0$ ). Se asume que los alrededores se encuentra aire y con esto se obtienen tanto la entalpía ( $h_0$ ), como la entropía ( $s_0$ ) del estado muerto.

## 4.2. Balances globales del ciclo de refrigeración por absorción

Basado en los puntos escogidos en la Figura 4.3, se tiene que los balances de masa, energía y exergía del C.R.A. son los siguientes:

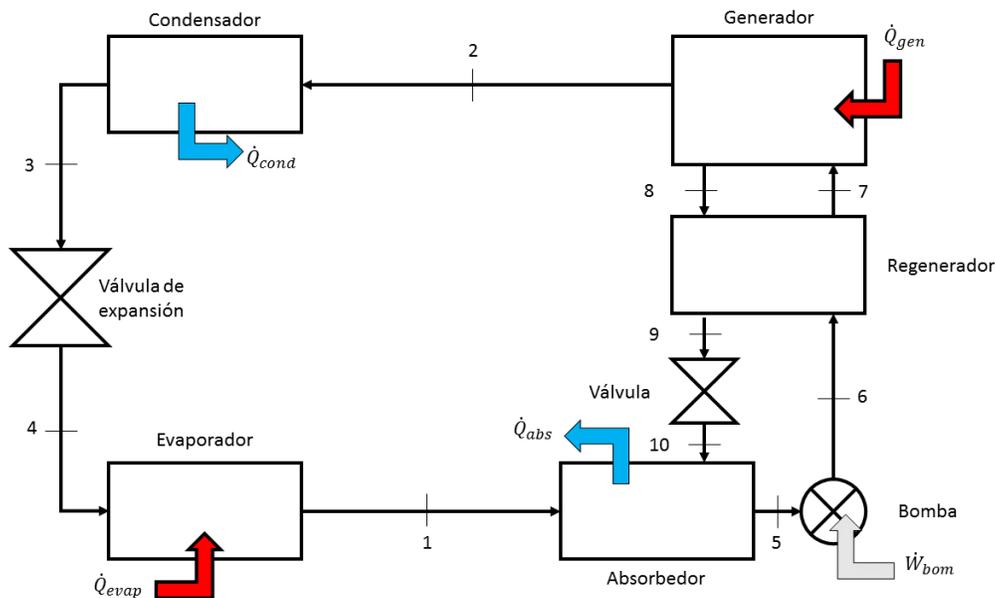


Figura 4.3 C.R.A. de  $NH_3 - H_2O$ . Fuente: Elaboración propia basado en [3].

### 4.2.1. Balances

Durante el ciclo, la masa de  $NH_3$  puro que circula a través del condensador, válvula de expansión y el evaporador será siempre la misma, es decir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad 4.13$$

Luego de salir del absorbedor, la mezcla de  $NH_3 - H_2O$  posee un flujo másico constante hasta su entrada al generador, por esta razón:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_a \quad 4.14$$

De manera similar, el flujo másico que se devuelve hacia el absorbedor, posee una fracción baja en la cantidad de  $NH_3$  y esta no varía desde que sale del generador hasta que vuelve al absorbedor, de esta manera:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_b \quad 4.15$$

Además, la masa de  $NH_3$  debe permanecer constante durante todo el ciclo, es por esta razón se define  $x$  como la fracción de  $NH_3$  que se encuentra en la mezcla de  $NH_3 - H_2O$ . Así, se tiene que la fracción de  $NH_3$  a lo largo del ciclo cumple las siguientes condiciones.

$$x_1 = x_2 = x_3 = x_4 = x_r \quad 4.16$$

$$x_5 = x_6 = x_7 = x_a \quad 4.17$$

$$x_8 = x_9 = x_{10} = x_b \quad 4.18$$

La ecuación 4.16 se debe a que durante los estados 1, 2, 3 y 4 sólo exista  $NH_3$  puro.

#### 4.2.1.1. Absorbedor

$$\dot{m} + \dot{m}_b = \dot{m}_a \quad 4.19$$

$$\dot{m}x_r + \dot{m}_b x_b = \dot{m}_a x_a \quad 4.20$$

$$\dot{m}h_1 + \dot{m}_b h_{10} = \dot{m}_a h_5 + \dot{Q}_a \quad 4.21$$

$$I_a = (\dot{m} ex_1 + \dot{m}_b ex_{10}) - \dot{m}_a ex_5 + \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \quad 4.22$$

#### 4.2.1.2. Bomba

$$\dot{m}_a h_5 + \dot{W}_p = \dot{m}_a h_6 \quad 4.23$$

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_a (P_6 - P_5) v_5}{\eta_p} \quad 4.24$$

$$I_p = \dot{m}_a ex_6 - \dot{m}_a ex_5 + \dot{W}_p \quad 4.25$$

#### 4.2.1.3. Válvula

$$h_9 = h_{10} \quad 4.26$$

$$I_{v2} = (\dot{m}_b ex_9) - (\dot{m}_b ex_{10}) \quad 4.27$$

#### 4.2.1.4. Regenerador

$$\dot{m}_a h_6 + \dot{m}_b h_8 = \dot{m}_a h_7 + \dot{m}_b h_9 \quad 4.28$$

$$\epsilon_{ic} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad 4.29$$

$$I_{ic} = (\dot{m}_a ex_6 + \dot{m}_b ex_8) - (\dot{m}_a ex_7 + \dot{m}_b ex_9) \quad 4.30$$

4.2.1.5. *Generador*

$$\dot{m}_a = \dot{m} + \dot{m}_b \quad 4.31$$

$$\dot{m}_a x_a = \dot{m} x_r + \dot{m}_b x_b \quad 4.32$$

$$\dot{m}_a h_7 + \dot{Q}_g = \dot{m} h_2 + \dot{m}_b h_8 \quad 4.33$$

$$I_g = (\dot{m}_a ex_7) - (\dot{m} ex_2 + \dot{m}_b ex_8) + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad 4.34$$

4.2.1.6. *Condensador*

$$\dot{m} h_2 = \dot{Q}_{cd} + \dot{m} h_3 \quad 4.35$$

$$I_{cd} = \dot{m} ex_2 - \dot{m} ex_3 + \dot{Q}_{cd} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cd}}\right) \quad 4.36$$

4.2.1.7. *Válvula de expansión*

$$h_3 = h_4 \quad 4.37$$

$$I_{v1} = \dot{m} ex_3 - \dot{m} ex_4 \quad 4.38$$

4.2.1.8. *Evaporador*

$$\dot{m} h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m} h_1 \quad 4.39$$

$$I_e = \dot{m} ex_4 - \dot{m} ex_1 + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad 4.40$$

4.2.1.9. *Coefficiente de desempeño, rendimiento exergético e irreversibilidad total*

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad 4.41$$

$$\eta_{ex} = \frac{\left(\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)\right)}{\left\{\left[\dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right)\right] + \dot{W}_p\right\}} \quad 4.42$$

4.2.2. Selección del fluido de trabajo

Existen diversas mezclas que pueden ser utilizadas para los ciclos de refrigeración por absorción. Entre los más utilizados a nivel industrial se encuentran las mezclas de  $NH_3 - H_2O$  y  $H_2O - BrLi$ .

Como menciona, soluciones de  $NH_3 - H_2O$  son usados en aplicaciones industriales de gran capacidad que requieren bajas temperaturas para sus procesos de enfriamiento. Soluciones de  $H_2O - BrLi$  son comúnmente usadas para aplicaciones de aire acondicionado.

El mayor problema con las soluciones de  $H_2O - BrLi$  es la posibilidad de que se formen sólidos. Como el refrigerante es  $H_2O$ , este se convierte en hielo a  $0^\circ C$ , por lo tanto, no puede ser usada para bajas temperaturas de refrigeración. Además, el  $BrLi$  se cristaliza a concentraciones moderadas. Cuando el absorbedor es enfriado con aire, estas concentraciones tienden a ser alcanzadas, es por esto, que el par  $H_2O - BrLi$  es limitado a aplicaciones en las cuales el absorbedor es enfriado por  $H_2O$ . Es posible usar una combinación de sales con el absorbente para reducir la tendencia a cristalizarse y permitir enfriar con aire. Otra desventaja del  $H_2O - BrLi$  es que son asociados con bajas presiones y con altas viscosidades de la solución. Estas últimas desventajas son superadas sin mayores problemas con diseños apropiados de los equipos. Entre las ventajas, se encuentran altos niveles de seguridad, baja tasa de volatilidad, alta afinidad, alta estabilidad y un alto calor latente.

Probablemente la principal desventaja del sistema de  $NH_3 - H_2O$  es el hecho de que el  $H_2O$  es razonablemente volátil, por lo que el vapor de  $NH_3$  que sale del generador por lo general contiene una cantidad apreciable de vapor de  $H_2O$ , si este vapor pasa al condensador y se dirige al evaporador, aumenta la temperatura de éste y reduce el efecto de refrigeración llevando refrigerante no vaporizado fuera del evaporador. Por esta razón, la eficiencia del sistema  $NH_3 - H_2O$  es mejorado con un equipo rectificador cuya función es remover el vapor de  $H_2O$  de la mezcla que sale del generador antes de que llegue al condensador.

El ciclo de  $NH_3 - H_2O$  debe ser más complejo que el de  $H_2O - BrLi$  para obtener un desempeño aceptable. [8]

Ya que el estudio y análisis de este trabajo requiere una mezcla binaria que tenga facilidad de operar a bajas temperaturas, se decide utilizar el par  $NH_3 - H_2O$  como fluido de trabajo para el C.R.A.

#### 4.2.3. Metodología para el cálculo de variables

De manera similar al C.R.C.V., para el cálculo de todas las variables del ciclo, es necesario enunciar los supuestos tomados.

- ♦ El sistema funciona en estado estacionario.
- ♦ El  $NH_3$  y la mezcla de  $NH_3 - H_2O$  en el generador y el absorbedor son asumidas en equilibrio a sus respectivas temperaturas y presiones.
- ♦ El refrigerante a la salida del condensador y del evaporador se encuentra en saturación.
- ♦ La solución de alta concentración saliendo del absorbedor está en estado saturado. De la misma forma, la solución de baja concentración saliendo del generador también se encuentra en estado saturado.
- ♦ Por el condensador, válvula de expansión y evaporador sólo circula refrigerante ( $NH_3$ ).
- ♦ El proceso de rectificación, se realizar dentro del mismo generador.
- ♦ Todas las pérdidas de presión en el sistema (intercambiadores de calor y tuberías) son despreciadas.

Como se muestra en la Figura 4.4, para calcular los estados termodinámicos se toman algunas de las variables por conocidas.

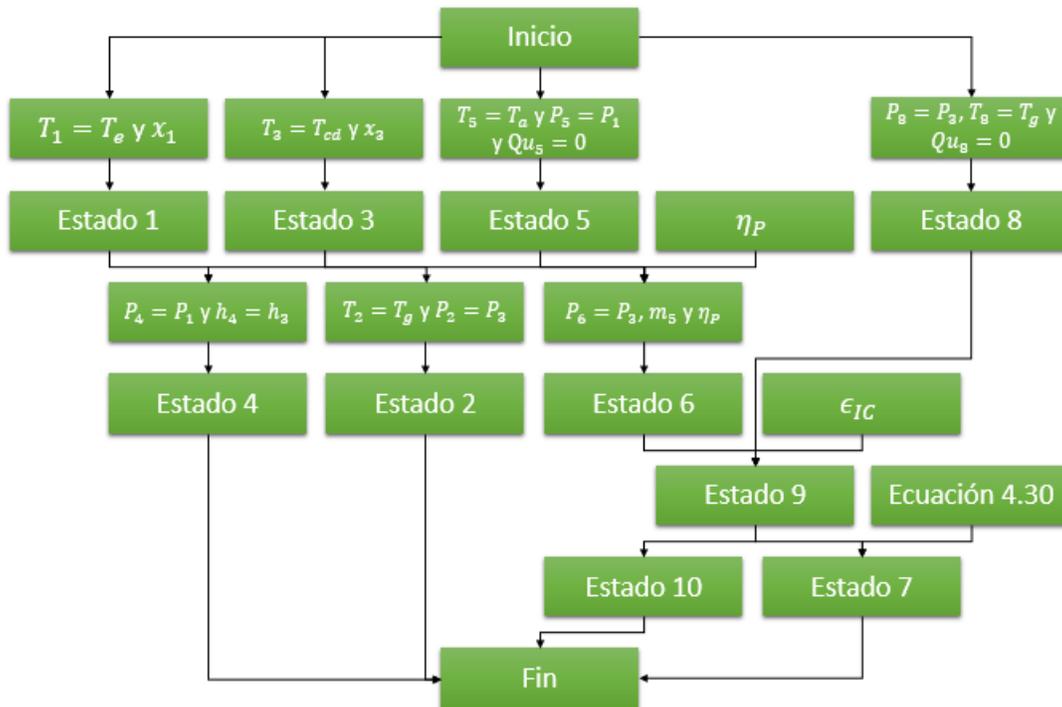


Figura 4.4 Algoritmo de cálculo para los estados termodinámicos del C.R.A. Fuente: Elaboración propia.

En primera instancia, debido a las condiciones que se implementan en las aplicaciones de refrigeración y climatización, se tiene que las temperaturas del evaporador, condensador, absorbedor y generador son conocidas.

Conociendo  $T_e$  y además que a la salida del evaporador sale vapor saturado, entonces es posible determinar el estado 1. De igual manera, conociendo  $T_{cd}$  y que a la salida del condensador se tiene líquido saturado, entonces se determina el estado 3.

Para el cálculo del estado 5, es necesario conocer  $T_a$ , la presión del absorbedor que es igual a la del evaporador y que del absorbedor la solución lo deja como líquido saturado. Así de esta manera, se determina el estado 5.

Conocidos el estado 1 y el estado 3, es posible determinar el estado 4 pues la válvula se comporta de manera isentálpica.

También, conocido el estado 3 más  $T_g$ , es posible determinar por completo el estado 2.

Posteriormente, como ya es conocido el estado 5, se necesita el  $\eta_p$  junto con el flujo másico que pasa por ella. De esta manera, es posible determinar el estado 6.

Uno de los supuestos menciona que la solución baja en  $NH_3$  que sale del generador lo hace en estado de líquido saturado, esto junto con  $T_g$  y la presión alta del sistema, se determina el estado 8 del sistema.

Teniendo  $\epsilon_{IC}$ , las temperaturas  $T_6$  y  $T_8$ , permite conocer la temperatura  $T_9$ . Conocida esta temperatura, más la presión a la que opera el intercambiador de calor (presión alta) y el porcentaje de  $NH_3$  en la solución con baja concentración de este, determina por completo el estado 9.

Ya determinado el estado 9 y junto al balance energético del intercambiador de calor, es posible conocer la entalpía del estado 7 que con la presión alta del sistema y el porcentaje de  $NH_3$  de la solución de alta concentración permite determinar por completo el estado 7.

Al igual que la válvula de expansión, el estado 10 se determina sabiendo que la válvula en este punto también es isentálpica. Ya se conoce la presión baja del sistema y junto con el porcentaje de  $NH_3$  en la solución de baja concentración se determina el estado 10, y todos los puntos termodinámicos del sistema.

## 5. Validación del modelo

### 5.1. Validación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

En la Figura 5.1, se muestra la comparación entre los resultados del modelo computacional realizado y el trabajo de Poredos. [9]

En el trabajo realizado por Poredos, se busca comparar los rendimientos exergéticos que tiene el sistema de compresión de vapor tradicional, al variar  $T_e$ , para distintos refrigerantes utilizados. Los refrigerantes usados para este estudio son:  $NH_3$ ,  $R22$  y  $R134a$ . Para validar el modelo, sólo se utilizó  $NH_3$ .

El comportamiento de ambas curvas es bastante similar en el intervalo de evaluación. Para verificar en mayor detalle los datos se realiza una comparación entre ambos para encontrar el porcentaje de error o diferencia entre los datos utilizados en el trabajo de Poredos y el de este trabajo.

Los datos que fueron utilizados para el cálculo en el modelo y las utilizadas en el trabajo al que se hace referencia se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Variables a utilizar en la validación.

<b>Dato</b>	<b>Valor</b>
$T_e$	$-30^{\circ}C$ a $10^{\circ}C$
$T_{cd}$	$40^{\circ}C$
$\eta_c$	0,7
$T_0$	$20^{\circ}C$
$P_0$	1 bar

Para calcular el error asociado a la validación, se utiliza la siguiente ecuación:

$$error \% = \frac{|y_{obtenido} - y_{referencia}|}{y_{referencia}} \quad 5.1$$

Tabla 5.2 Validación del modelo a partir del trabajo realizado por Poredos.

$T_e$ [ $^{\circ}C$ ]	$COP_{referencia}$	$COP_{obtenido}$	<b>Error</b>
-30	0,38	0,37	2,76%
-20	0,37	0,36	2,75%
-10	0,35	0,34	3,54%
0	0,31	0,30	2,69%
10	0,20	0,21	2,90%

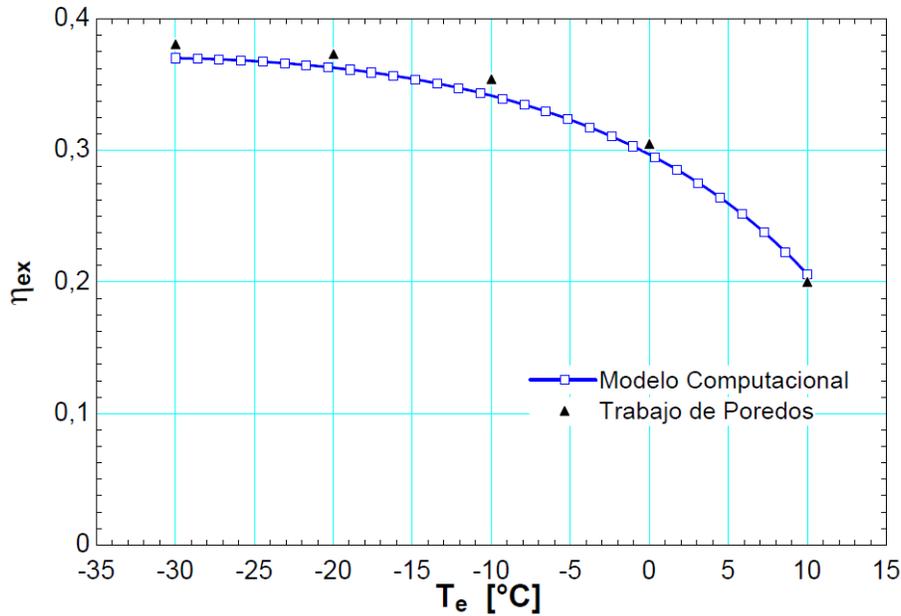


Figura 5.1 Eficiencia exergética variando  $T_e$ .

En general, los errores del modelo al calcular el rendimiento exergético del ciclo no sobrepasan el 3,5% usando  $NH_3$ . Esto puede considerarse bueno. La mayoría de los errores computados está por debajo del 3%. Cabe destacar que estos errores se determinaron para un solo set de condiciones de operación.

## 5.2. Validación ciclo de refrigeración por absorción

En la Figura 5.2, Figura 5.3, Figura 5.4 y Figura 5.5 se observa la comparación entre el modelo computacional del C.R.A. y el trabajo realizado por Sun. [10]

El trabajo de Sun busca comparar el rendimiento energético del ciclo de absorción convencional para distintas mezclas de refrigerantes. En el trabajo varían  $T_g$ ,  $T_e$ ,  $T_{cd}$  y  $T_a$  manteniendo los demás parámetros constantes para calcular el  $COP$  del ciclo.

En este estudio, las propiedades termodinámicas fueron expresadas en ecuaciones polinomiales. Los resultados obtenidos muestran que el  $NH_3 - NaSCN$ ,  $NH_3 - LiNO$  poseen mejores desempeños que el par  $NH_3 - H_2O$  no sólo en el  $COP$ , sino que también no necesitan de un rectificador para trabajar.

En el caso de esta validación, sólo se utilizó la mezcla  $NH_3 - H_2O$  para realizar las comparaciones.

### 5.2.1. Variación de la temperatura del generador

Los datos utilizados para este modelo, se mencionan en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3 Variables impuestas a utilizar en la validación del modelo del ciclo de refrigeración por absorción al variar  $T_g$ .

Dato	Valor
Flujo másico de solución salida absorbedor ( $\dot{m}_5$ )	$3,56 \frac{kg}{min}$
$T_a$	$25^\circ C$
$T_{cd}$	$25^\circ C$
$T_e$	$-5^\circ C$
$T_g$	$55^\circ C$ a $100^\circ C$
$\epsilon_{IC}$	0,8
$\eta_P$	0,75

En la Figura 5.2, se muestra cómo varía el COP cuando cambia el valor de  $T_g$ . Se observa como aumenta muy rápido a valores cercanos a los  $60^\circ C$ , y comienza a mantenerse casi constante a mayores temperaturas. Esto refleja que a temperaturas mayores a los  $75^\circ C$ , no se ve afectado el rendimiento energético del ciclo.

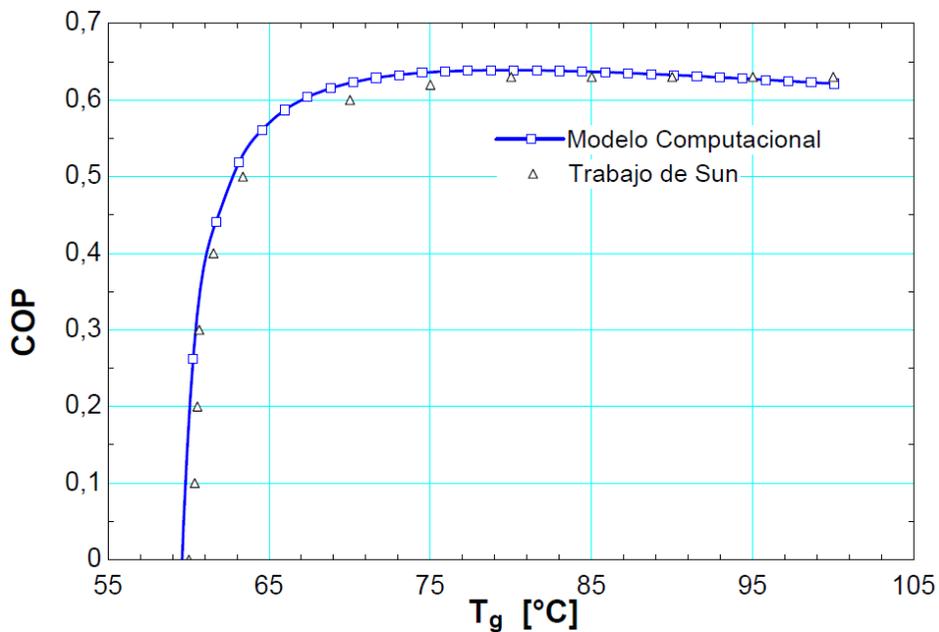


Figura 5.2 COP vs  $T_g$

Para el caso de la variación de  $T_g$ , los errores en un comienzo son bastantes grandes debido a la pendiente que esta curva tiene, como se muestra en la aunque es notorio que ambas curvas, tanto la simulada como la descrita en el trabajo siguen la misma tendencia. Los otros datos, no superan el 7% de error lo cual es bueno considerando la forma que tiene la curva. Incluso se llega a errores cercanos al 0,4% para algunos valores obtenidos.

Tabla 5.4 Validación del modelo al variar  $T_g$

$T_g$ [°C]	$COP_{ref}$	$COP_{obt}$	Error
60,37	0,10	0,28	177,69%
60,54	0,20	0,30	49,68%
60,65	0,30	0,31	4,46%
61,54	0,40	0,43	6,70%
63,36	0,50	0,52	4,97%
70	0,60	0,62	3,66%
75	0,62	0,64	2,62%
80	0,63	0,64	1,43%
85	0,63	0,64	1,10%
90	0,63	0,63	0,43%
95	0,63	0,63	0,44%
100	0,63	0,63	1,37%

### 5.2.2. Variación de la temperatura del evaporador

Los datos utilizados para este modelo, se mencionan en la Tabla 5.5.

Tabla 5.5 Variables impuestas a utilizar en la validación del modelo del ciclo de refrigeración por absorción al variar  $T_e$ .

Dato	Valor
Flujo másico de solución salida absorbedor ( $\dot{m}_5$ )	$3,56 \frac{kg}{min}$
$T_a$	$25^\circ C$
$T_{cd}$	$25^\circ C$
$T_e$	$-10^\circ C$ a $10^\circ C$
$T_g$	$90^\circ C$
$\epsilon_{IC}$	0,8
$\eta_P$	0,75

Mientras que en la Figura 5.3, la variación que tiene el  $COP$  con respecto a  $T_e$  es prácticamente lineal. A mayor  $T_e$ , aumenta el  $COP$ . Un aumento de  $T_e$ , manteniendo las otras variables constantes, conlleva un aumento en el flujo de calor en el evaporador, es decir, se le quita una mayor cantidad de calor al lugar que se desea enfriar y, por lo tanto, aumenta el rendimiento del ciclo.

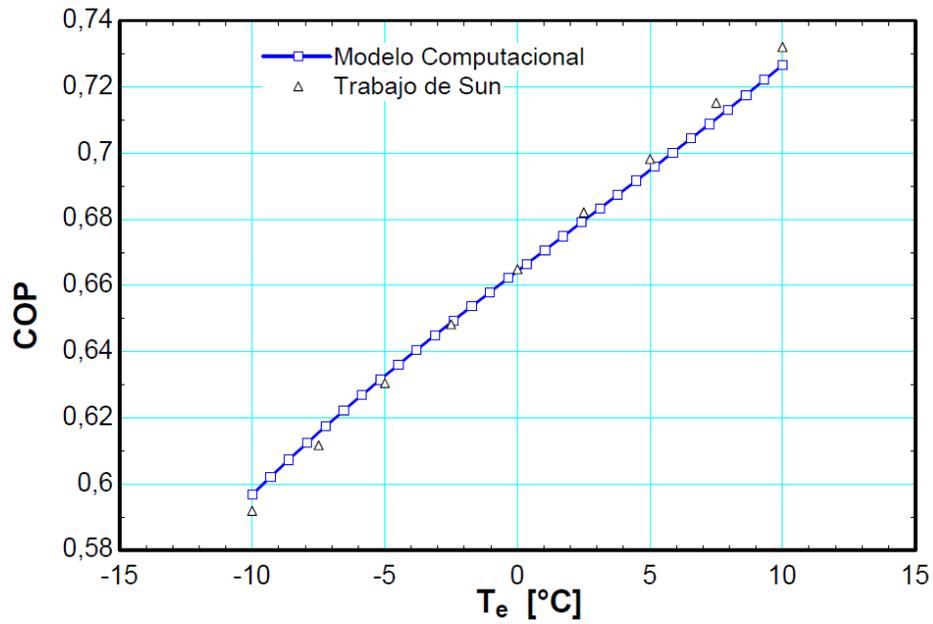


Figura 5.3 COP vs  $T_e$

Al evaluar el  $COP$  al variar  $T_e$ , los porcentajes de error no superan el 0,81% que se considera bastante bueno.

Tabla 5.6 Validación del modelo al variar  $T_e$

$T_e$ [°C]	$COP_{ref}$	$COP_{obt}$	Error
-10	0,59	0,60	0,81%
-7,5	0,61	0,62	0,64%
-5	0,63	0,63	0,31%
-2,5	0,65	0,65	0,12%
0	0,66	0,66	0,09%
2,5	0,68	0,68	0,40%
5	0,70	0,70	0,46%
7,5	0,72	0,71	0,68%
10	0,73	0,73	0,75%

### 5.2.3. Variación de la temperatura del condensador

Los datos utilizados para este modelo, se mencionan en la Tabla 5.7

Tabla 5.7 Variables impuestas a utilizar en la validación del modelo del ciclo de refrigeración por absorción al variar  $T_{cd}$ .

Dato	Valor
Flujo másico de solución salida absorbedor ( $\dot{m}_5$ )	$3,56 \frac{kg}{min}$
$T_a$	$25^\circ C$
$T_{cd}$	$20^\circ C$ a $40^\circ C$
$T_e$	$-5^\circ C$
$T_g$	$90^\circ C$
$\epsilon_{IC}$	0,8
$\eta_P$	0,75

Por otro lado, en la Figura 5.4, se muestra el comportamiento que tiene el  $COP$  en función de  $T_{cd}$ .

El aumento de  $T_{cd}$ , disminuye el  $COP$  del ciclo. Esto debido a que la presión del condensador aumenta y con esto, aumenta el trabajo necesario que debe entrar a la bomba. Además, aumenta la presión del generador y por ende el calor que consume.

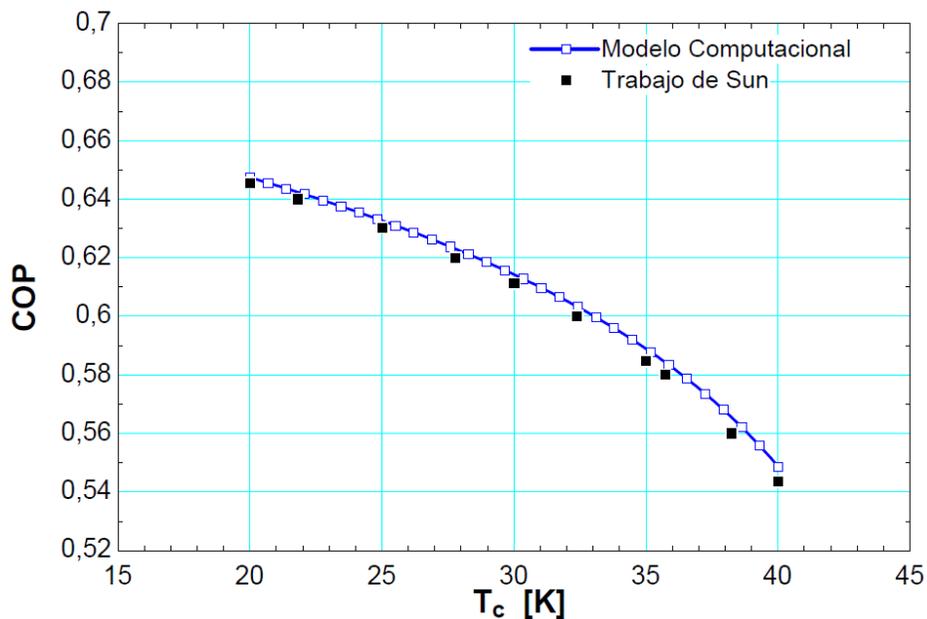


Figura 5.4 COP vs  $T_{cd}$

Al evaluar el  $COP$  al variar  $T_{cd}$ , los porcentajes de error no superan el 1,01% que se considera bastante bueno.

Tabla 5.8 Validación del modelo al variar  $T_{cd}$

$T_{cd}$ [°C]	$COP_{ref}$	$COP_{obt}$	Error
20	0,65	0,65	0,29%
21,81	0,64	0,64	0,36%
25	0,63	0,63	0,40%
27,78	0,62	0,62	0,47%
30	0,61	0,61	0,50%
32,39	0,60	0,60	0,58%
35	0,58	0,59	0,69%
35,72	0,58	0,58	0,73%
38,24	0,56	0,57	1,01%
40	0,54	0,55	0,96%

#### 5.2.4. Variación de la temperatura del absorbedor

Los datos utilizados para este modelo, se mencionan en la Tabla 5.9.

Tabla 5.9 Variables impuestas a utilizar en la validación del modelo del ciclo de refrigeración por absorción al variar  $T_{cd}$ .

Dato	Valor
Flujo másico de solución salida absorbedor ( $\dot{m}_5$ )	$3,56 \frac{kg}{min}$
$T_a$	20°C a 40°C
$T_{cd}$	25°C
$T_e$	-5°C
$T_g$	90°C
$\epsilon_{IC}$	0,8
$\eta_P$	0,75

La Figura 5.5, muestra el comportamiento de  $T_a$  en el  $COP$  del ciclo. Las curvas se asemejan aunque el porcentaje de error va aumentando a medida que aumenta  $T_a$ .

Al variar el valor de  $T_a$ , se obtienen los valores del  $COP$  y al compararlos con los del trabajo, los porcentajes de error no superan el 1,4% que se encuentran buenos.

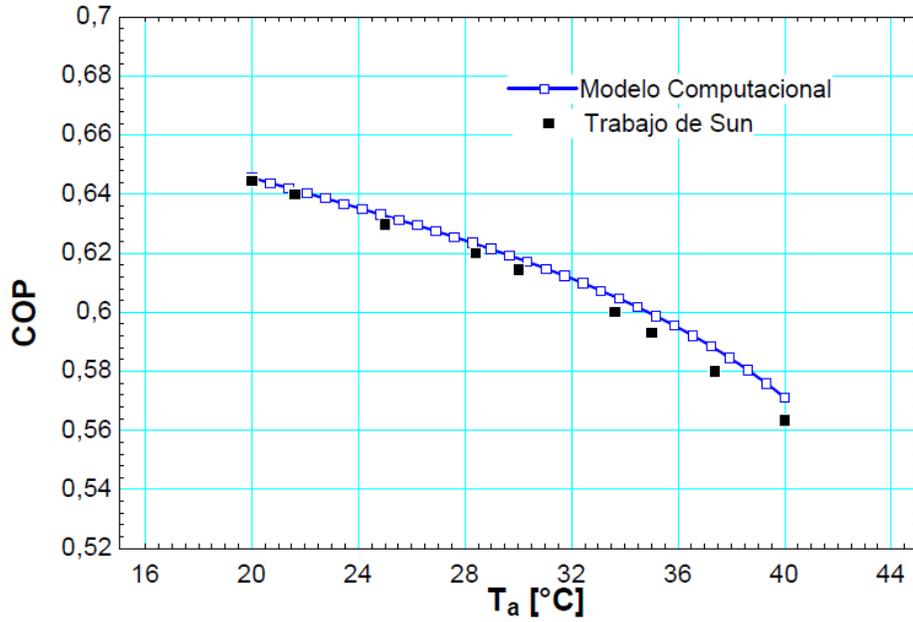


Figura 5.5 COP vs  $T_a$

Tabla 5.10 Validación del modelo al variar  $T_a$

$T_a$ [°C]	$COP_{ref}$	$COP_{obt}$	<b>Error</b>
20	0,64	0,65	0,15%
21,6	0,64	0,64	0,23%
25	0,63	0,63	0,46%
28,41	0,62	0,62	0,49%
30	0,61	0,62	0,62%
33,62	0,60	0,61	0,87%
35	0,59	0,60	1,07%
37,36	0,58	0,59	1,34%
40	0,56	0,57	1,35%

## 6. Resultados y discusión

### 6.1. Resultados para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Para el desarrollo del modelo, se tomó como base  $T_e$  y  $T_{cd}$  fijas. Con esto, es posible encontrar las presiones de saturación para el condensador y evaporador.

Por otro lado, el  $\eta_c$  es de 0,75, pues se asume que la compresión que es realizada, no es ideal.

Ya con estos datos básicos, y siguiendo la metodología para el cálculo de las variables del modelo, manteniendo todas las demás variables constantes, se varió  $T_{cd}$  y  $T_e$ .

La Tabla 6.1, muestra los valores que se utilizaron para el modelo. En ella se mencionan los valores que se asumen constantes.

Tabla 6.1 Datos para modelo del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

<b>Dato</b>	<b>Valor</b>
$T_e$	$-40^{\circ}C - 15^{\circ}C$
$T_c$	$30^{\circ}C - 60^{\circ}C$
$\dot{m}$	$1 \frac{kg}{s}$
$\eta_c$	0,75

#### 6.1.1. Variación de la temperatura del evaporador

Como se observa en la Figura 6.1 el  $COP$  se eleva al aumentar  $T_e$ . Esto ocurre pues aumenta la presión de saturación necesaria en el evaporador mientras que el trabajo necesario en el compresor para subir la presión, disminuye.

También, tanto para aplicaciones de refrigeración como de climatización, a menor  $T_{cd}$  implica un mayor  $COP$  del ciclo.

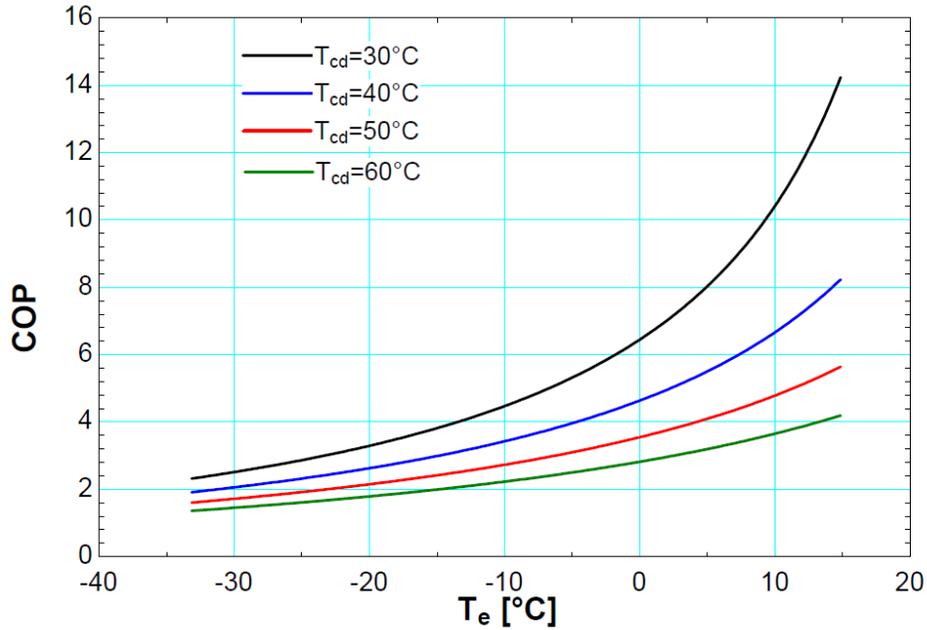


Figura 6.1  $COP$  variando  $T_e$  para distintas  $T_{cd}$

Por el contrario al  $COP$ ,  $\eta_{ex}$  del ciclo disminuye al elevar  $T_e$  como se muestra en la Figura 6.2. La disminución de  $\eta_{ex}$ , observando la ecuación 4.12, se debe a que el numerador (afectado por la  $T_e$ ) cae más rápido que la disminución del denominador, es decir, disminución de  $\dot{W}_C$ .

De similar manera a lo ocurrido con el  $COP$ , el  $\eta_{ex}$  se ve favorecido con temperaturas altas del condensador.

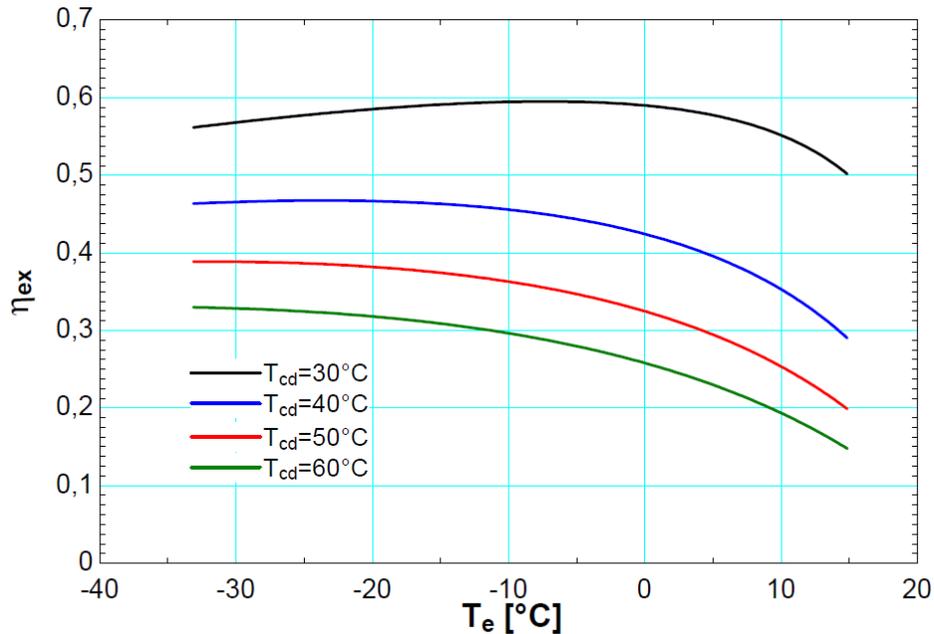


Figura 6.2 Rendimiento exergético variando la temperatura del evaporador para distintas temperaturas del condensador

De manera similar a lo ocurrido por  $\eta_{ex}$ , la irreversibilidad del ciclo desciende a medida que se eleva  $T_e$  como se ilustra en la Figura 6.3. La irreversibilidad del ciclo disminuye debido a la baja considerable de las irreversibilidades generadas tanto en el compresor como en el evaporador.

La caída de la irreversibilidad en estos puntos, se debe a la disminución del trabajo necesario en el compresor y a la disminución del factor  $\frac{T_0}{T_e}$  que afecta directamente al cálculo de estas cantidades.

También se refleja que, para temperaturas bajas del condensador, la irreversibilidad disminuye.

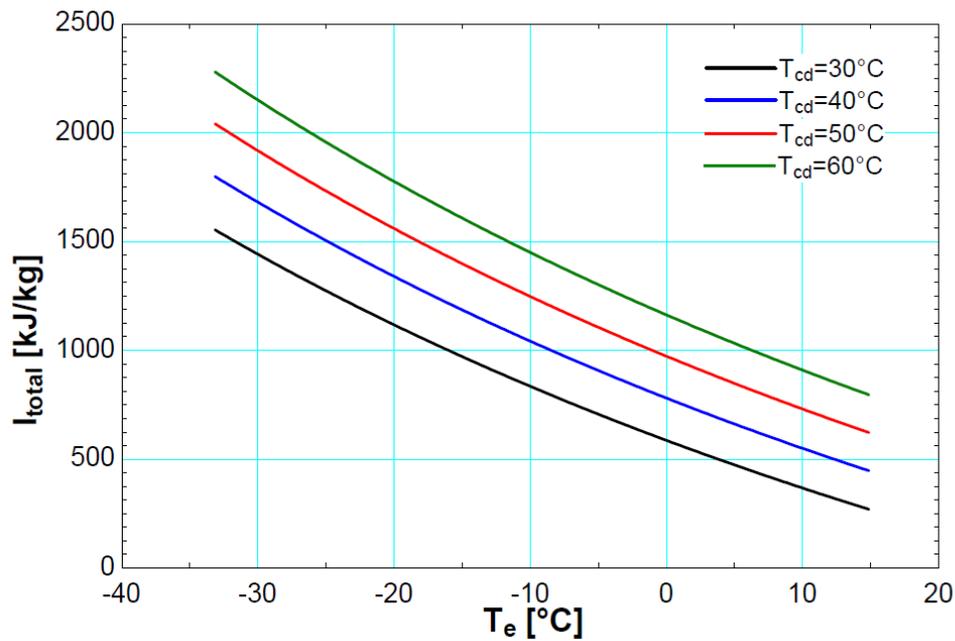


Figura 6.3 Irreversibilidad del ciclo al variar la temperatura del evaporador para distintas temperaturas del condensador

## 6.2. Resultados ciclo de refrigeración por absorción

### 6.2.1. Variación de la temperatura del evaporador

Para ver el comportamiento del ciclo al variar  $T_e$ , se necesita mantener constantes las otras variables. En este caso, los datos utilizados se encuentran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2 Datos para ciclo de refrigeración por absorción variando la temperatura del evaporador.

<b>Dato</b>	<b>Valor</b>
$T_e$	$-40^{\circ}C$ a $20^{\circ}C$
$T_{cd}$	$40^{\circ}C$
$T_a$	$25^{\circ}C$
$T_g$	$80^{\circ}C - 140^{\circ}C$
$\epsilon_{ic}$	0,8
$\eta_p$	0,75
$\dot{m}$	$1 \frac{kg}{s}$

En la Figura 6.4, se muestra el comportamiento que tiene el  $COP$  en función de la temperatura del evaporador. En esta parte se puede realizar una separación para las aplicaciones de refrigeración y climatización, pues para temperaturas bajas (refrigeración) una mayor temperatura del generador es beneficioso para el rendimiento energético del ciclo, pues el  $COP$  aumenta. Aunque la temperatura de operación del evaporador influye en el rendimiento energético, ya que, mientras mayor sea la temperatura del evaporador, también lo será el  $COP$ .

Las cosas cambian cuando se evalúa para las aplicaciones de climatización, pues sus temperaturas de operación ( $T_e$ ) son mayores que las de refrigeración y por ende a menor temperatura del generador mayor será el  $COP$  del ciclo.

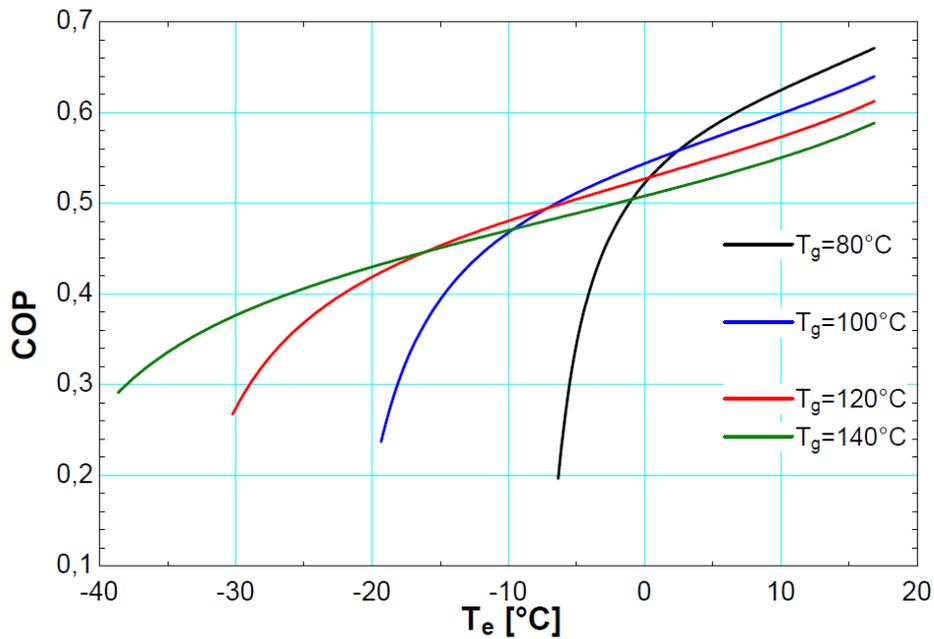


Figura 6.4 Rendimiento energético en función de la temperatura del evaporador para distintos valores de temperatura del generador

La Figura 6.5 muestra el comportamiento del rendimiento exergético del ciclo variando la temperatura del evaporador. Existe un máximo rendimiento del ciclo cuando se varía la temperatura del evaporador, obviamente, este máximo dependerá de igual manera, de la temperatura del generador. Se ve que mientras se aumenta la temperatura del generador, el rendimiento máximo del ciclo se encuentra a temperaturas del evaporador más bajas.

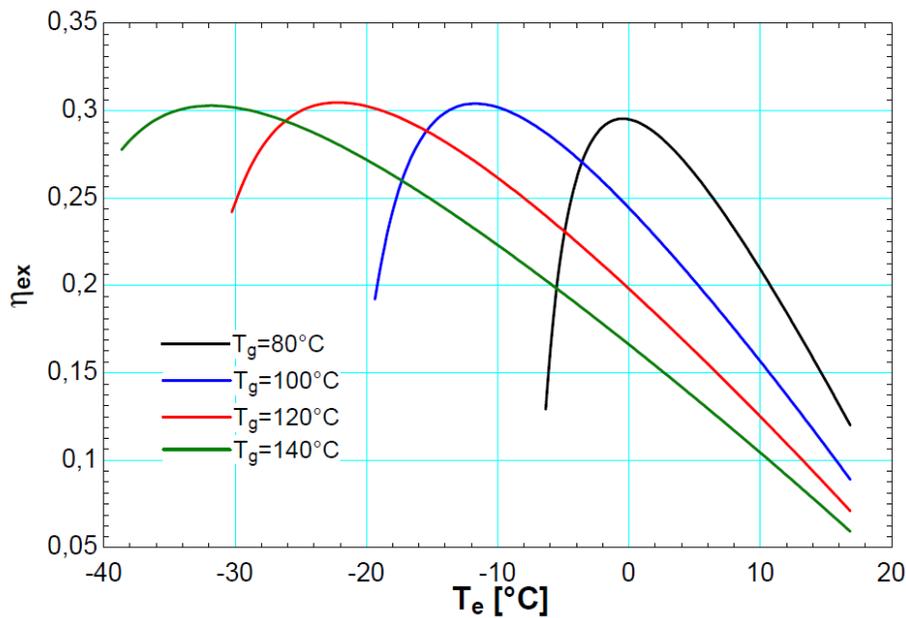


Figura 6.5 Rendimiento exergético del ciclo en función de la temperatura del evaporador para distintos valores de temperatura del generador.

Al igual que con la Figura 6.4, se puede realizar una separación para ambas aplicaciones. Mientras que, para las aplicaciones de refrigeración, conviene utilizar mayores temperaturas del generador, para aplicaciones de climatización conviene utilizar temperaturas menores.

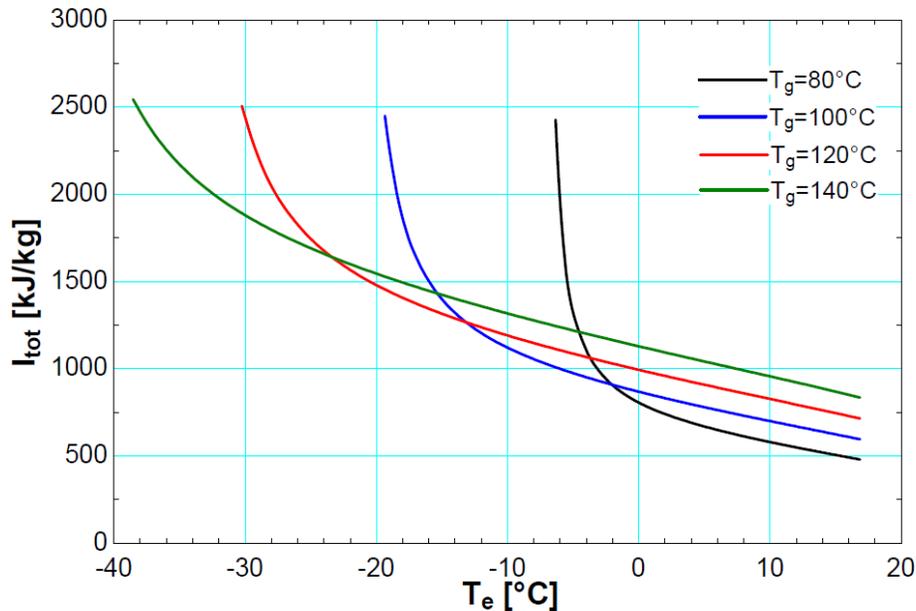


Figura 6.6 Irreversibilidad total del ciclo en función de la temperatura del evaporador para distintas temperaturas del generador.

Por otro lado, en la Figura 6.6 se muestra el comportamiento de las irreversibilidades. Al aumentar la temperatura del evaporador, las irreversibilidades del ciclo disminuyen.

Para el caso de aplicaciones de refrigeración, sigue siendo importante, una temperatura alta del generador, mientras que, para el caso de las aplicaciones de climatización, una temperatura menor del generador nos garantiza menores irreversibilidades en el ciclo.

En conclusión, para aplicaciones de refrigeración, se necesitan temperaturas del generador mayores, mientras que para aplicaciones de climatización se necesitan temperaturas menores del generador. Lo anterior es para aumentar los rendimientos energéticos, exergéticos y disminuir las irreversibilidades del ciclo.

### 6.2.2. Variación de la temperatura del condensador

Al variar la temperatura del condensador se utilizaron los datos mostrados en la Tabla 6.3.

Tabla 6.3 Datos para el ciclo de refrigeración por absorción al variar la temperatura del condensador.

Dato	Valor
$T_e$	$-10^{\circ}\text{C}$
$T_{cd}$	$27^{\circ}\text{C}$ a $78^{\circ}\text{C}$
$T_a$	$25^{\circ}\text{C}$
$T_g$	$80^{\circ}\text{C}$ – $140^{\circ}\text{C}$
$\epsilon_{ic}$	0,8
$\eta_p$	0,75
$\dot{m}$	$1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

En la Figura 6.7 *Rendimiento energético en función de la temperatura del condensador para distintas temperaturas del generador.*, se muestra el comportamiento del COP al variar la temperatura del condensador. En ella se ve la disminución que tiene el COP al aumentar la temperatura de operación del condensador.

También es claro que, para mayores temperaturas del generador, el rendimiento del ciclo aumenta.

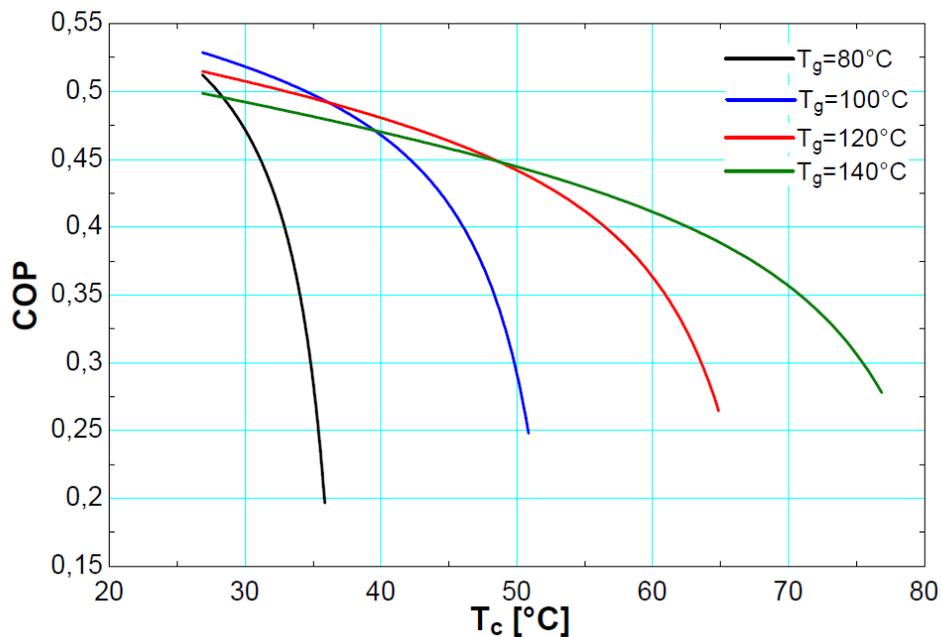


Figura 6.7 Rendimiento energético en función de la temperatura del condensador para distintas temperaturas del generador.

Para el caso del rendimiento exergético, en la *Figura 6.8*, para temperaturas del condensador bajas, temperaturas del generador menores son oportunas para aumentar el rendimiento del ciclo, mientras que para mayores temperaturas del condensador, son necesarias mayores temperaturas del generador.

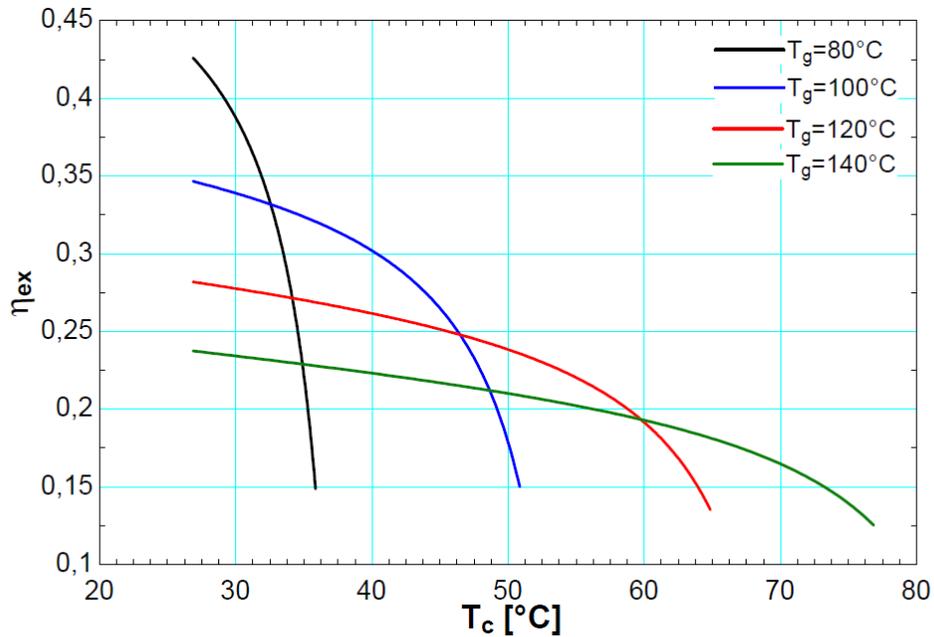


Figura 6.8 Rendimiento exergético en función de la temperatura del condensador para distintas temperaturas del generador.

Al evaluar la irreversibilidad que tiene el ciclo, la Figura 6.9 muestra cómo esta aumenta con la temperatura del condensador y que para disminuirla es necesario mantener temperaturas en el generador bajas, pero para temperaturas altas del generador, necesariamente se deben tener temperaturas del condensador altas también.

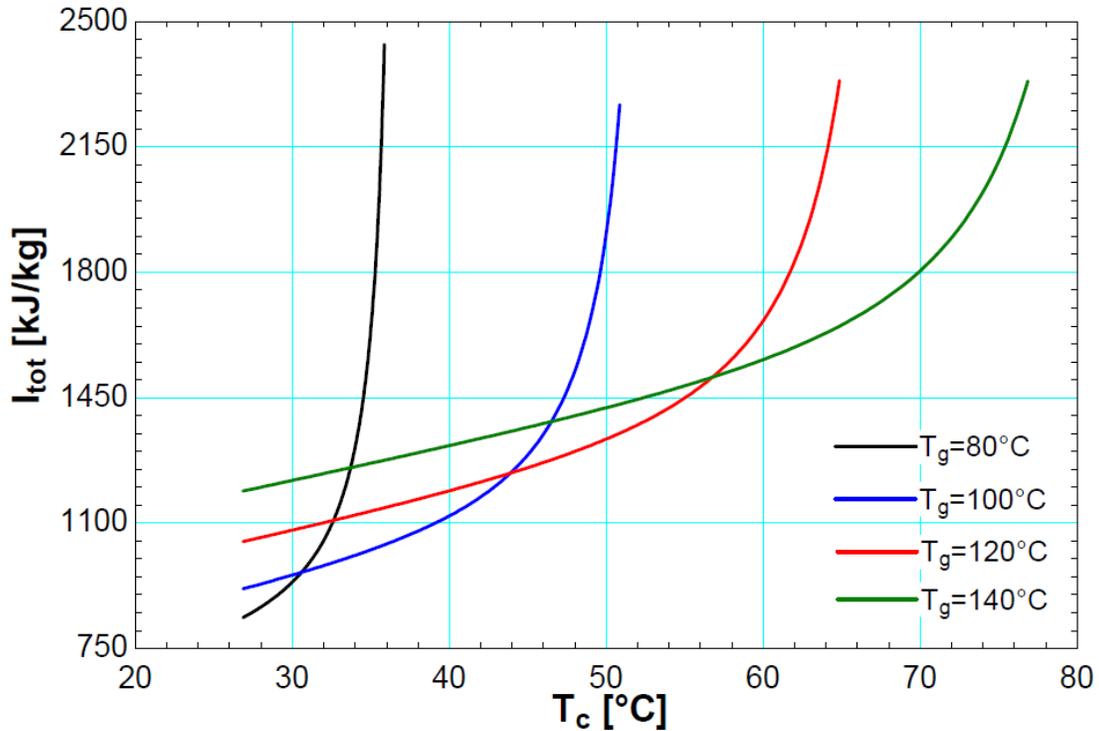


Figura 6.9 Irreversibilidad del ciclo en función de la temperatura del condensador para distintas temperaturas del generador.

En conclusión, al utilizar temperaturas bajas del generador, se necesitan temperaturas del condensador bajas también para que el rendimiento energético y exergético sean mayores y que la irreversibilidad del ciclo sea menor. El problema que podría llevar esto, es la precaución que se debe tener con la temperatura del condensador, pues es necesario que esté por sobre las temperaturas de los alrededores para realizar un intercambio de calor óptimo.

Por otro lado, temperaturas altas en el generador, provoca, necesariamente, temperaturas altas en el condensador. Uno de los problemas es que temperaturas medianas del generador ya necesitan altas temperaturas del condensador para aumentar ambos rendimientos y disminuir las irreversibilidades del sistema.

### 6.2.3. Variación de la temperatura del absorbedor

Para el caso de la variación de la temperatura del absorbedor, los datos utilizados se muestran en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4 Datos del ciclo de refrigeración por absorción al variar la temperatura del absorbedor.

Dato	Valor
$T_e$	$-10^{\circ}\text{C}$
$T_{cd}$	$40^{\circ}\text{C}$
$T_a$	$0^{\circ}\text{C}$ a $60^{\circ}\text{C}$
$T_g$	$80^{\circ}\text{C}$ – $140^{\circ}\text{C}$
$\epsilon_{ic}$	0,8
$\eta_p$	0,75
$\dot{m}$	$1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Cuando se varía la temperatura del absorbedor, la Figura 6.10 muestra como el COP disminuye al aumentar la temperatura del absorbedor.

Se ve que para bajas temperaturas del absorbedor es necesario bajas temperaturas del generador, mientras que al ir aumentando la temperatura del absorbedor, necesariamente se debe realizar lo mismo con las del generador. Todo esto con el fin de aumentar el rendimiento energético del sistema.

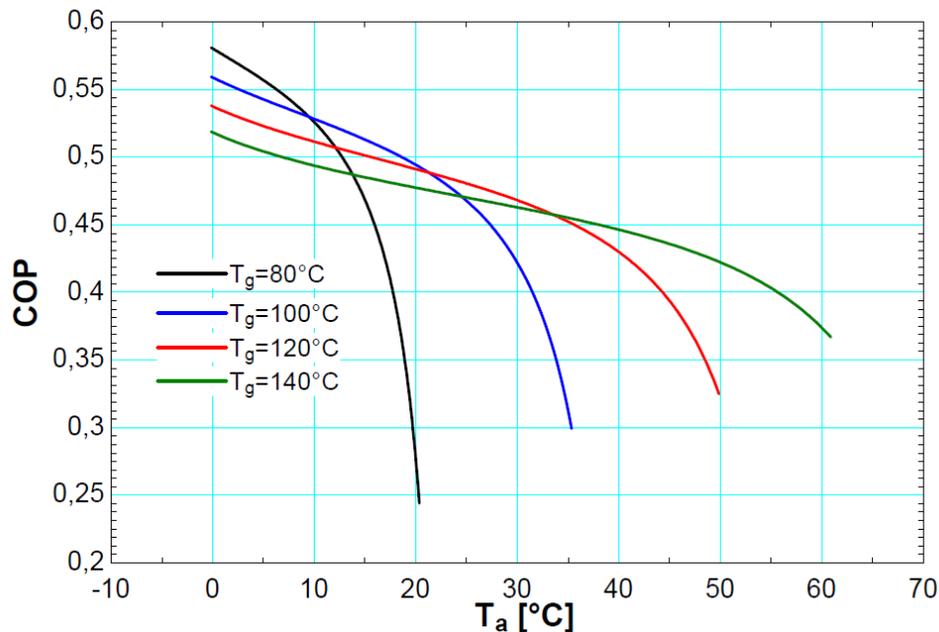


Figura 6.10 Rendimiento energético en función de la temperatura del absorbedor para distintas temperaturas del generador.

Ahora bien, para analizar el rendimiento exergético, la Figura 6.11 muestra cómo disminuye el rendimiento exergético a medida que aumenta la temperatura del absorbedor.

Aunque de igual forma que para el rendimiento energético, para menores temperaturas del absorbedor se necesita una menor temperatura del generador, mientras que al ir aumentando la temperatura del absorbedor, se necesitan temperaturas del generador mayores para alcanzar rendimientos exergéticos mejores.

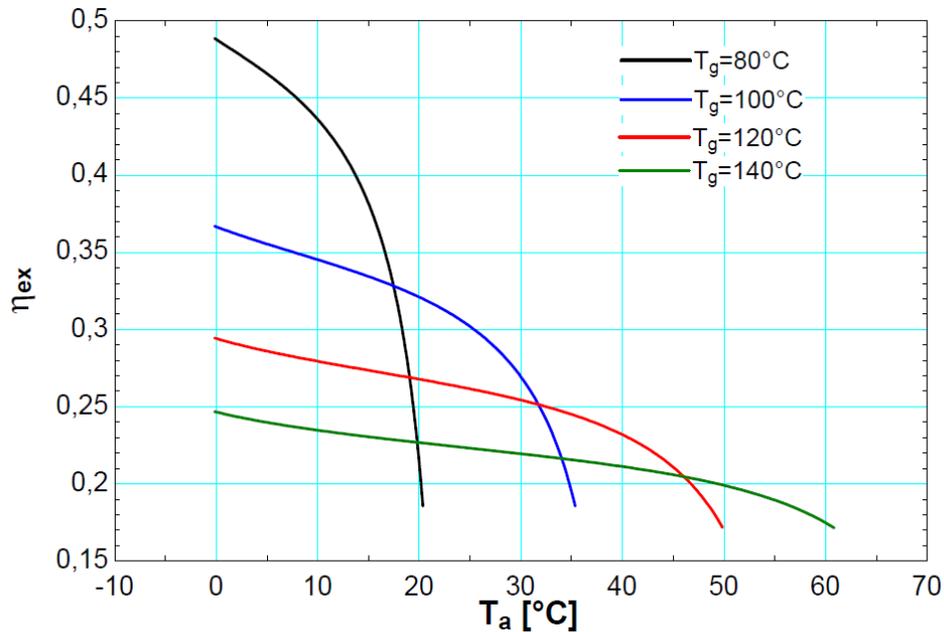


Figura 6.11 Rendimiento exergético en función de la temperatura del absorbedor para distintas temperaturas del generador.

A medida que aumenta la temperatura del absorbedor, la irreversibilidad del ciclo también va en aumento, como se muestra en la Figura 6.12. Cuando se tienen temperaturas del absorbedor bajas, necesariamente el generador debe poseer una temperatura baja, pues de esta manera se mantiene la irreversibilidad del ciclo baja también, pero a medida que va aumentando la temperatura del absorbedor, también lo debe hacer la del generador para mantener la irreversibilidad baja en comparación con otras temperaturas.

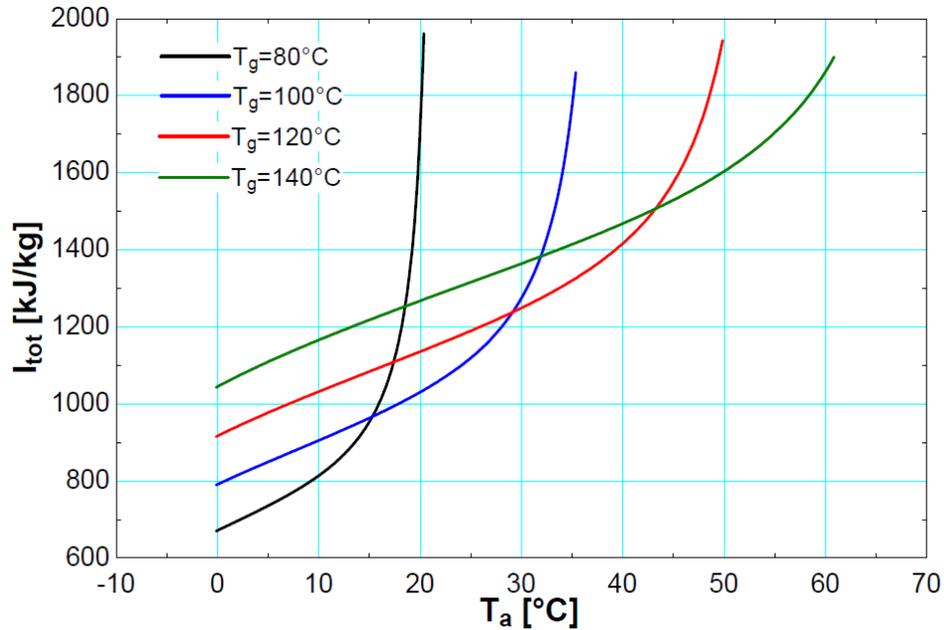


Figura 6.12 Irreversibilidad del ciclo en función de la temperatura del absorbedor para distintas temperaturas del generador.

En conclusión, bajas temperaturas del absorbedor implican bajas temperaturas de operación en el generador y para altas temperaturas en el absorbedor, se necesitan altas temperaturas del generador para que la irreversibilidad no sea mayor aún.

### 6.3. Parámetros a utilizar y comparación entre los ciclos.

#### 6.3.1. Parámetros a utilizar.

Como se mostró en los puntos 6.1 y 6.2, existen condiciones que aumentan o disminuyen los valores en los rendimientos energéticos, exergéticos e irreversibilidades totales del ciclo. Las condiciones para obtener mayores rendimientos y menores irreversibilidades, se pueden resumir de la siguiente manera:

- ♦ Ciclo de absorción
  - Al aumentar la temperatura del condensador, la temperatura del generador debe ir disminuyendo.
  - Al aumentar la temperatura del condensador, la temperatura del generador debe ir en aumento.
  - Al aumentar la temperatura del absorbedor, la temperatura del generador debe ir en aumento.
- ♦ Ciclo de compresión de vapor
  - Temperaturas del condensador bajas.

Frente a estos resultados, las variables a utilizar son las mostradas en la Tabla 6.5 y en la Tabla 6.6

Tabla 6.5 Parámetros a utilizar para el modelo del ciclo de refrigeración por absorción

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
$T_e$	$-40^{\circ}\text{C}$ a $15^{\circ}\text{C}$
$T_c$	$40^{\circ}\text{C}$
$T_a$	$20^{\circ}\text{C}$
$\eta_{IC}$	0,8
$\eta_p$	0,75

Tabla 6.6 Parámetros a utilizar para el modelo del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
$T_e$	$-40^{\circ}\text{C}$ a $15^{\circ}\text{C}$
$T_c$	$40^{\circ}\text{C}$
$\eta_c$	0,75

Si bien es cierto, a menores  $T_{cd}$  y  $T_a$ , los rendimientos aumentan, no se acercan a datos reales. Pues para el caso de la temperatura del condensador, para asegurar un funcionamiento adecuado, se necesita que esta sea mayor a la temperatura máxima que se encuentra en un día de verano, por ejemplo. Es decir, como mínimo debería ser cercana a unos  $40^{\circ}\text{C}$ .

### 6.3.2. Comparación entre los ciclos.

En la Figura 6.13, se muestra el comportamiento del COP al variar la temperatura del evaporador. Como era de esperarse, el COP para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es mucho más alto que para el caso del ciclo de refrigeración por absorción.

En general se aprecia que el COP del ciclo de compresión de vapor es 10 veces más alto que la del ciclo de absorción.

La diferencia radica en que la energía suministrada en el generador es mucho más alta que la energía necesaria para un compresor.

Si se toma la decisión a un nivel energético solamente, se tiene que el ciclo por compresión de vapor tiene mejores condiciones que el ciclo por absorción.

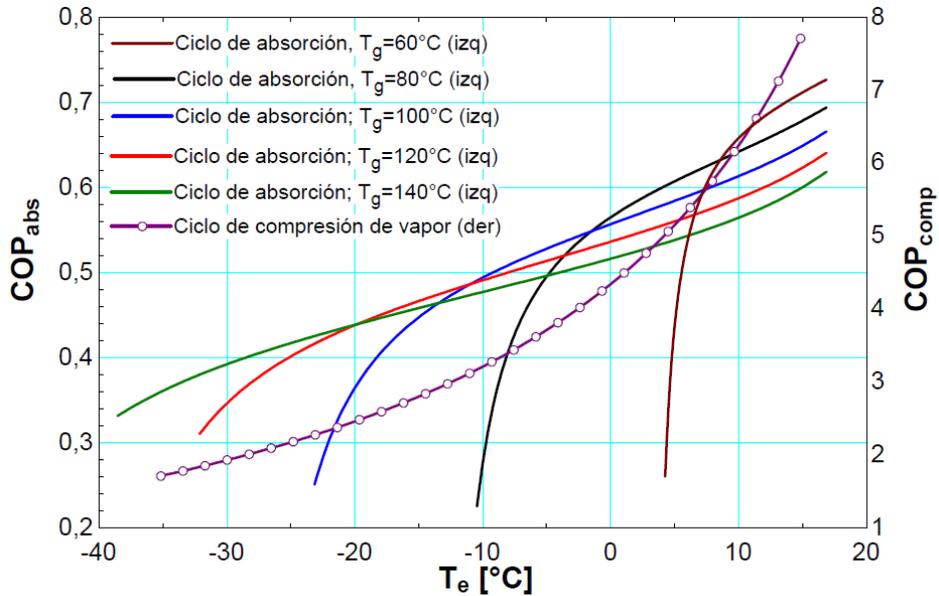


Figura 6.13 Comparación entre ciclos COP vs  $T_e$ . COP del ciclo de absorción al lado derecho y COP del ciclo de compresión de vapor a la izquierda.

En cuanto al rendimiento exergético, la Figura 6.14, muestra que para temperaturas bajas del generador, y en sólo para aplicaciones de climatización, se puede obtener un mayor rendimiento exergético en el ciclo de absorción al compararlo con el ciclo por compresión de vapor. Los rangos de temperatura en los que este sería más eficiente exergéticamente van en el rango de los  $10^\circ\text{C}$  a  $15^\circ\text{C}$ .

Para el caso de las aplicaciones de refrigeración, siempre será más efectivo utilizar un ciclo por compresión de vapor.

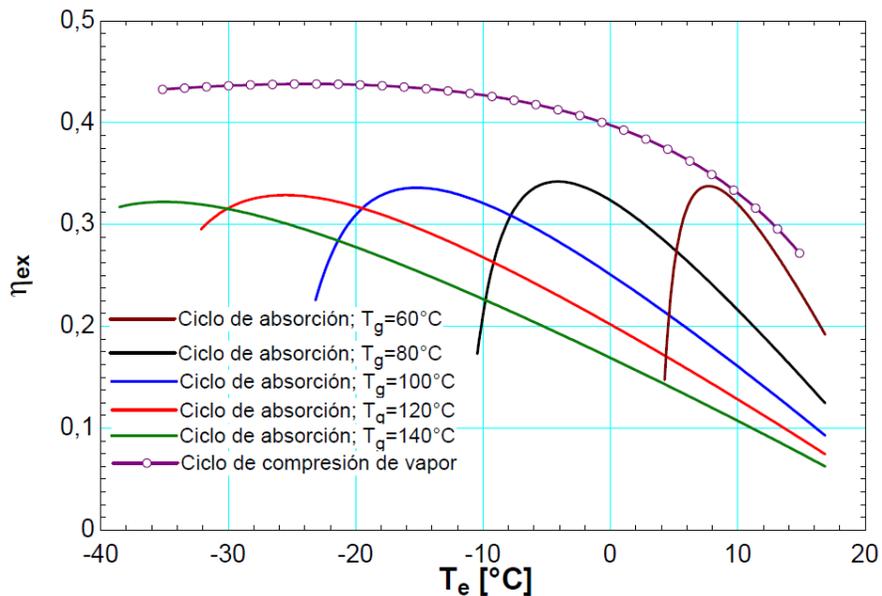


Figura 6.14 Comparación entre ciclos, rendimiento exergético vs  $T_e$

En el caso de la irreversibilidad total del sistema, en la Figura 6.15 se muestra que sólo en aplicaciones de climatización, y para temperaturas del generador bajas, se puede obtener que las irreversibilidades del ciclo por absorción serán menores a la del ciclo por compresión de vapor.

Para aplicaciones de refrigeración, se recomienda utilizar siempre ciclos por compresión de vapor para disminuir las irreversibilidades que se generan en este.

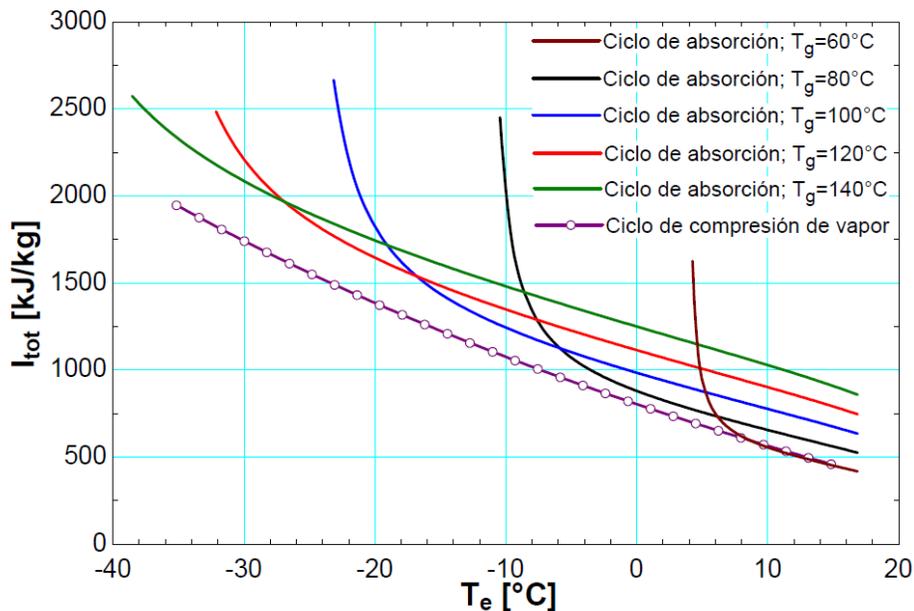


Figura 6.15 Comparación entre los ciclos, Irreversibilidad del ciclo vs  $T_e$ .

### 6.3.3. Componentes de máxima irreversibilidad

Para ambos ciclos, se estudiaron los componentes o equipos en los cuales existía la mayor irreversibilidad.

Como se muestra en la Figura 6.16, Para el caso del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, como era de esperarse, el componente con mayor irreversibilidad fue el compresor. En aplicaciones de refrigeración, siempre se tiene que la irreversibilidad será mayor que para las aplicaciones de climatización. La explicación a lo antes mencionado se debe a que la variación entre las presiones del evaporador y del condensador es mayor en aplicaciones de refrigeración que en climatización, por ende, se necesita mayor energía para poder realizar este trabajo.

Ahora bien, para el ciclo de refrigeración por absorción, el componente que produce mayor irreversibilidad es el generador, puesto que necesita una gran cantidad de energía para hacer el cambio de fase de la mezcla de amoníaco-agua. De manera similar que el ciclo por compresión de vapor, la irreversibilidad provocada por el generador es mayor para aplicaciones de refrigeración. En este punto es importante la temperatura que debe tener el generador, puesto que

para aplicaciones de refrigeración se necesitan temperaturas altas para obtener una menor irreversibilidad, y para aplicaciones de climatización es lo contrario, para alcanzar una menor irreversibilidad, menor tendrá que ser la temperatura del generador.

Al comparar ambos ciclos, sólo en aplicaciones de climatización se encuentran irreversibilidades menores en el ciclo por absorción, siempre y cuando la temperatura del generador sea baja, es decir, cercana a los  $60^{\circ}\text{C}$ . Con esto se encuentran irreversibilidades entre los  $400\text{ kJ/kg}$  y  $250\text{ kJ/kg}$  para temperaturas del evaporador entre los  $0^{\circ}\text{C}$  y  $15^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

Para aplicaciones de refrigeración, siempre se tiene que el ciclo de compresión de vapor, tendrá una menor irreversibilidad que el ciclo por absorción.

Un ejercicio válido sería comparar el conjunto que asemeja al compresor en el ciclo de absorción, pero no obstante, sólo el generador posee mayor irreversibilidad que el compresor, y al sumarle los otros componentes, este valor sería mayor al presentado en la Figura 6.16.

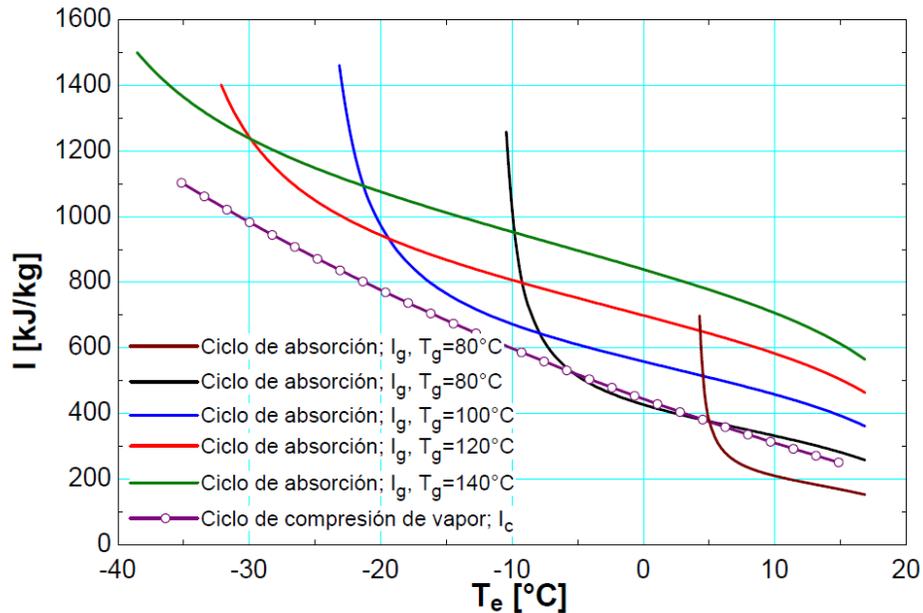


Figura 6.16 Componentes de máxima irreversibilidad en función de la temperatura del evaporador.

## 7. Conclusiones

Luego de la revisión bibliográfica acerca del tema a estudiar, los modelos fueron realizados en base a las ecuaciones de balance de masa, energía y exergía descritas en el Capítulo 4, utilizando los siguientes supuestos:

- ♦ Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo fue idealizado, es decir, tanto los puntos de salida del evaporador, como a la salida del condensador se tomó como referencia el estado de saturación y utilizando un rendimiento isentrópico se hizo al ciclo más real. Las variables independientes principales del ciclo son la temperatura del evaporador, que se varió entre los  $-40^{\circ}\text{C}$  hasta los  $15^{\circ}\text{C}$  para abarcar todo el espectro de aplicaciones de refrigeración y climatización, y la temperatura del condensador entre los  $40^{\circ}\text{C}$  y los  $60^{\circ}\text{C}$  para ver como los rendimientos se comportaban al ir variando estos datos.

- ♦ Ciclo de refrigeración por absorción.

Se utiliza el ciclo de absorción de una etapa, y uno de los principales supuestos es que el rectificador se encuentra al interior del generador.

- ♦ Validación

Después de armar ambos modelos y designar las variables que se utilizarían, era necesario validarlos para afirmar que el modelo produce resultados utilizables. Para ellos se tomaron dos estudios y se encontró un bajo porcentaje de error. Para el caso del ciclo por compresión de vapor, los porcentajes de error rondaban entre los 2,7% y los 3,5%. Por otro lado, para el ciclo de refrigeración por absorción, las principales diferencias fueron encontradas al variar la temperatura del generador, esto debido a que la pendiente de la curva es muy alta y por ende los porcentajes de error se ven grandes, sacando estos valores que no son representativos, las diferencias entre las curvas tienen un porcentaje de error menores al 2%. Estos errores obtenidos ratifican los modelos a utilizar.

- ♦ Irreversibilidades

La irreversibilidad depende de dos factores principales, estos son la entalpía y la entropía de cada uno de los puntos. Estos, a su vez, dependen directamente tanto de la temperatura como la presión que tengan los puntos a evaluar. Las variables independientes en estos casos vienen siendo las temperaturas del evaporador y del condensador, para el caso del ciclo por compresión de vapor, mientras que para el ciclo de absorción serán estas más la del generador y absorbedor.

La irreversibilidad baja a medida que se aumenta la temperatura del evaporador, para distintas temperaturas del condensador en el caso del ciclo por compresión de vapor. Encontrando la menor irreversibilidad cuando la temperatura del evaporador rodea los  $15^{\circ}\text{C}$  y la temperatura del condensador es la mínima posible. El valor que toma es cercano a los  $500 \text{ kJ/kg}$ . Por lo tanto, en aplicaciones

de climatización y utilizando el ciclo por compresión de vapor, las irreversibilidades son menores que en aplicaciones de refrigeración.

Por otro lado, la irreversibilidad del ciclo por absorción también disminuye al ir variando la temperatura del evaporador para distintas temperaturas del generador. Al igual que en el ciclo por compresión de vapor, las temperaturas de mínima irreversibilidad se encuentran en aplicaciones de climatización, cuando la temperatura del evaporador rodea los  $15^{\circ}\text{C}$ . En estos casos, se necesita que la temperatura del generador sea baja, para que exista una menor irreversibilidad. En el caso de aplicaciones de refrigeración, se necesitan temperaturas del generador altas para que las irreversibilidades sean menores, pues una baja temperatura del generador, dispara la irreversibilidad del ciclo.

Al evaluar la irreversibilidad en función de la temperatura del condensador para el ciclo por absorción, se tiene que esta aumenta de igual manera que en el caso del ciclo por compresión de vapor y se obtienen irreversibilidades bajas, cuando la temperatura del condensador es baja y la del generador también. El comportamiento de la irreversibilidad al variar la temperatura del absorbedor es análoga a la variación de la temperatura del condensador.

Para las aplicaciones de refrigeración, las irreversibilidades son menores para el ciclo de compresión de vapor, dependiendo de la temperatura del evaporador, varían entre los  $2000\text{ kJ/kg}$  a los  $800\text{ kJ/kg}$  para temperaturas que van desde los  $-35^{\circ}\text{C}$  a los  $0^{\circ}\text{C}$ . Mientras que para aplicaciones de climatización, se obtienen valores similares siempre y cuando las temperaturas del generador sean bajas, aproximadamente  $60^{\circ}\text{C}$ . Los valores rodean desde los  $800\text{ kJ/kg}$  a los  $500\text{ kJ/kg}$  para temperaturas del evaporador ente los  $0^{\circ}\text{C}$  a los  $15^{\circ}\text{C}$ .

Al comparar los componentes con mayor irreversibilidad para ambos ciclos, se tiene que el compresor del ciclo por compresión de vapor, provoca menor irreversibilidad que el generador del ciclo por absorción, para casi todos los casos. La diferencia podría existir, para aplicaciones de climatización donde si la temperatura del generador es baja, cercana a los  $60^{\circ}\text{C}$ , el generador produce menor irreversibilidad que el compresor.

#### ♦ Rendimientos energéticos y exergéticos

En cuanto a los rendimientos energéticos y exergéticos, para el caso de aplicaciones de refrigeración, sea cual sea las temperaturas de operación, el ciclo por compresión de vapor posee mejores rendimientos. El COP de un ciclo por compresión de vapor es unas 10 veces mayor al COP del ciclo por absorción. En lo respectivo al rendimiento exergético, para la misma aplicación, es mayor para el ciclo por compresión de vapor, cercano al 43% contra uno 33% que indican los máximos valores que toma el rendimiento exergético para distintas temperaturas del generador.

Para aplicaciones en climatización, no hay mucho que explicar en cuanto al rendimiento energético, sigue la misma tónica que para aplicaciones de refrigeración, la diferencia se encuentra para el rendimiento exergético. Para este, cuando se tienen temperaturas del generador bajas,  $60^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, y para el rango de temperaturas del evaporador entre los

10°C a los 15°C se pueden obtener rendimientos mayores para el ciclo por absorción cercanos al 33% versus un 30% para el ciclo por compresión de vapor.

En resumen, para aplicaciones de refrigeración, se recomienda utilizar siempre ciclos de refrigeración por compresión de vapor desde el punto de vista de la primera y la segunda ley.

Para el caso de aplicaciones de climatización, se recomienda usar ciclos de refrigeración por compresión de vapor, si es que la temperatura del generador es alta, pero si la fuente de energía externa no permite llegar a temperaturas elevadas en el generador, se debe realizar un estudio más acabado, pues la evaluación de la primera ley arroja que el ciclo de compresión de vapor es mejor opción, pero el análisis por la segunda ley menciona lo contrario, por ende no es posible concluir cuál de los dos ciclos utilizar con aquellas condiciones. Cabe destacar que el estudio a realizar para determinar cuál ciclo utilizar está fuera del estudio de este trabajo y podría determinarse con un estudio de factibilidad económica en algún estudio posterior.

## 8. Bibliografía

- [1] C. Cimsit y I. Tekin Ozturk, «Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 311-317, 2012.
- [2] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, New York: McGraw-Hill, 2001.
- [3] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Thermodynamics. An Engineering Approach*, New York: The McGraw-Hill Companies, 2011.
- [4] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, New Jersey: Reverté, 2004.
- [5] ASHRAE, *HVAC&R Fundamentals Handbook*, U.S.A.: ASHRAE, 2001.
- [6] A. Pearson, «Refrigeration with ammonia,» *International Journal of Refrigeration*, pp. 545-551, 2008.
- [7] G. Lorentzen, «Ammonia: an excellent alternative,» *International Journal of Refrigeration*, pp. 248-252, 1988.
- [8] I. Horuz, «A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems,» *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, pp. 711-721, 1998.
- [9] A. Poredos, «Exergy Analysis of Vapour and Sorption Cooling Processes,» *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1996.
- [10] D.-w. Sun, «Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems,» *Energy Convers. Mgmt*, pp. 357-368, 1998.
- [11] A. Kilicarsian y N. Müller, «COPs of R718 in comparison with other modern refrigerants,» *First Cappadocia International Mechanical Engineering Symposium*, 2004.
- [12] S. Aghniaer, S. M. S. Mahmoudi y V. Khalilzad-Sharghi, «A comparison between the novel absorption refrigeration cycle and the conventional ammonia-water absorption refrigeration cycle,» *10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 2014.
- [13] S. A. Adewusi y S. M. Zubair, «Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems,» *Energy Conversion and Management*, pp. 2355-2369, 2004.

# Anexos

## A. Modelos

Modelo ciclo de refrigeración por compresión de vapor

"DATOS"

"temperaturas"

$T_{cond}=40+273,15$

$T_{cond2}=T_{cond}-273,15$

$T_{evap}=-10+273,15$

$T_{evap2}=T_{evap}-273,15$

"rendimientos"

$\eta_{comp}=0,8$

"estado muerto"

$T_0=25+273,15$

$P_0=1$

$h_0=Enthalpy(Air;T=T_0)$

$s_0=Entropy(Air;T=T_0;P=P_0)$

"ESTADO 1"

$P_{evap}=P_{sat}(Ammonia;T=T_{evap})$

$P[1]=P_{evap}$

$T[1]=T_{evap}$

$x[1]=1$

$h[1]=Enthalpy(Ammonia;T=T[1];x=x[1])$

$s[1]=Entropy(Ammonia;T=T[1];x=x[1])$

"ESTADO 2"

$P_{cond}=P_{sat}(Ammonia;T=T_{cond})$

$P[2]=P_{cond}$

$s_{2s}=s[1]$

```

h_2s=Enthalpy(Ammonia;s=s_2s;P=P[2])
eta_comp=(h_2s-h[1])/(h[2]-h[1])
T[2]=Temperature(Ammonia;P=P[2];h=h[2])
s[2]=Entropy(Ammonia;T=T[2];P=P[2])
"ESTADO 3"
P[3]=P[2]
T[3]=T_cond
x[3]=0
h[3]=Enthalpy(Ammonia;T=T[3];x=x[3])
s[3]=Entropy(Ammonia;T=T[3];x=x[3])
"ESTADO 4"
P[4]=P_evap
T[4]=T_evap
h[4]=h[3]
x[4]=Quality(Ammonia;T=T[4];h=h[4])
s[4]=Entropy(Ammonia;x=x[4];P=P[4])
"CALCULAR"
"exergía"
ex[1]=(h[1]-h_0)-(T_0*(s[1]-s_0))
ex[2]=(h[2]-h_0)-(T_0*(s[2]-s_0))
ex[3]=(h[3]-h_0)-(T_0*(s[3]-s_0))
ex[4]=(h[4]-h_0)-(T_0*(s[4]-s_0))
"Compresor"
m=1
m*h[1]+W_comp=m*h[2]
I_comp=(-(m*ex[1]-m*ex[2])+W_comp)/m
"Condensador"
m*h[2]=m*h[3]+Q_cond
I_cond=(m*ex[2]-m*ex[3]+Q_cond*(1-(T_0/(T_cond))))/m
"Válvula de expansión"

```

$$I_{\text{valv}}=(m \cdot \text{ex}[3]-m \cdot \text{ex}[4])/m$$

"Evaporador"

$$m \cdot h[4]+Q_{\text{evap}}=m \cdot h[1]$$

$$I_{\text{evap}}=(m \cdot \text{ex}[4]-m \cdot \text{ex}[1]-(Q_{\text{evap}} \cdot (1-(T_0/(T_{\text{evap}})))))/m$$

"COP"

$$\text{COP}=Q_{\text{evap}}/W_{\text{comp}}$$

"rendimiento exergético"

$$\eta_{\text{ex}}=-(Q_{\text{evap}} \cdot (1-(T_0/T_{\text{evap}})))/(W_{\text{comp}})$$

"irreversibilidad total"

$$I_{\text{total}}=(I_{\text{comp}}+I_{\text{cond}}+I_{\text{valv}}+I_{\text{evap}})$$

## Modelo ciclo de refrigeración por absorción

"DATOS"

$T_{\text{evap}} = -10 + 273,15$

$T_{\text{cond}} = 40 + 273,15$

$T_{\text{abs}} = 20 + 273,15$

$T_{\text{gen}} = 80 + 273,15$

$T_{\text{evap2}} = T_{\text{evap}} - 273,15$

$\eta_{\text{pump}} = 0,75$

$m[1] = 1$

$\epsilon_{\text{ic}} = 0,8$

"ESTADO 1"

$T[1] = T_{\text{evap}}$

$P[1] = P_{\text{sat}}(\text{Ammonia}; T = T[1])$

$x[1] = 1$

$h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T = T[1]; x = x[1])$

$s[1] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; T = T[1]; x = x[1])$

"ESTADO 3"

$T[3] = T_{\text{cond}}$

$P[3] = P_{\text{sat}}(\text{Ammonia}; T = T[3])$

$x[3] = 0$

$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T = T[3]; x = x[3])$

$s[3] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; T = T[3]; x = x[3])$

"ESTADO 4"

$P[4] = P[1]$

$h[4] = h[3]$

$s[4] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; h = h[4]; P = P[4])$

$T[4] = \text{Temperature}(\text{Ammonia}; P = P[4]; h = h[4])$

$x[4] = \text{Quality}(\text{Ammonia}; P = P[4]; h = h[4])$

"ESTADO 5"

```

Qu_5=0
Call NH3H2O(128; T_abs; P[1]; Qu_5: T[5]; P[5]; x[5]; h[5]; s[5]; u[5]; v[5];
Qu[5])
"ESTADO 6"
P_6=P[3]
W_pump=(100*v[6]*m[5]*(P_6-P[5]))/eta_pump
W_pump+m[5]*h[5]=m[6]*h_6
Call NH3H2O(234; P_6; x[5]; h_6: T[6]; P[6]; x[6]; h[6]; s[6]; u[6]; v[6];
Qu[6])
"ESTADO 8"
Qu_8=0
P_8=P[3]
Call NH3H2O(128; T_gen; P_8; Qu_8: T[8]; P[8]; x[8]; h[8]; s[8]; u[8]; v[8];
Qu[8])
"ESTADO 2"
P[2]=P[3]
T[2]=T_gen
x[2]=Quality(Ammonia;P=P[2];T=T[2])
h[2]=Enthalpy(Ammonia;T=T[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(Ammonia;T=T[2];P=P[2])
"INTERCAMBIADOR DE CALOR"
epsilon_ic=(T[8]-T_9)/(T[8]-T[6])
m[8]*h[8]+m[6]*h[6]=m[9]*h[9]+m[7]*h_7
I_ic=(m[6]*ex[6]+m[8]*ex[8])-(m[7]*ex[7]+m[9]*ex[9])
"ESTADO 9"
Call NH3H2O(123; T_9; P[3]; x[8]: T[9]; P[9]; x[9]; h[9]; s[9]; u[9]; v[9];
Qu[9])
"ESTADO 7"
Call NH3H2O(234; P[3]; x[5]; h_7: T[7]; P[7]; x[7]; h[7]; s[7]; u[7]; v[7];
Qu[7])
"ESTADO 10"
Call NH3H2O(234; P[1]; x[8]; h[9]: T[10]; P[10]; x[10]; h[10]; s[10]; u[10];
v[10]; Qu[10])

```

"BALANCE MASAS"

$$m[3]=m[4]$$

$$m[4]=m[1]$$

$$m[1]=m[5]-m[10]$$

$$m[1]*x[1]=m[5]*x[5]-m[10]*x_{10}$$

$$x_{10}=x[8]$$

$$m[5]=m[6]$$

$$m[6]=m[7]$$

$$m[8]=m[9]$$

$$m[9]=m[10]$$

$$m[2]=m[1]$$

"EXERGÍA"

$$T_0=25+273,15$$

$$P_0=1$$

$$h_0=\text{Enthalpy}(\text{Air};T=T_0)$$

$$s_0=\text{Entropy}(\text{Air};T=T_0;P=P_0)$$

$$ex[1]=(h[1]-h_0)-T_0*(s[1]-s_0)$$

$$ex[2]=(h[2]-h_0)-T_0*(s[2]-s_0)$$

$$ex[3]=(h[3]-h_0)-T_0*(s[3]-s_0)$$

$$ex[4]=(h[4]-h_0)-T_0*(s[4]-s_0)$$

$$ex[5]=(h[5]-h_0)-T_0*(s[5]-s_0)$$

$$ex[6]=(h[6]-h_0)-T_0*(s[6]-s_0)$$

$$ex[7]=(h[7]-h_0)-T_0*(s[7]-s_0)$$

$$ex[8]=(h[8]-h_0)-T_0*(s[8]-s_0)$$

$$ex[9]=(h[9]-h_0)-T_0*(s[9]-s_0)$$

$$ex[10]=(h[10]-h_0)-T_0*(s[10]-s_0)$$

"EVAPORADOR"

$$Q_{\text{evap}}+m[4]*h[4]=m[1]*h[1]$$

$$I_{\text{evap}}=m[4]*ex[4]-m[1]*ex[1]-Q_{\text{evap}}*(1-(T_0/T_{\text{evap}}))$$

"CONDENSADOR"

$$m[2]*h[2]=m[3]*h[3]+Q\_cond$$

$$I\_cond=m[2]*ex[2]-m[3]*ex[3]+Q\_cond*(1-(T\_0/T\_cond))$$

"VÁLVULA 1"

$$I\_valv1=m[3]*ex[3]-m[4]*ex[4]$$

"ABSORBEDOR"

$$m[1]*h[1]+m[10]*h[10]=m[5]*h[5]+Q\_abs$$

$$I\_abs=-(m[1]*ex[1]+m[10]*ex[10])+m[5]*ex[5]+Q\_abs*(1-(T\_0/T\_abs))$$

"GENERADOR"

$$Q\_gen+m[7]*h[7]=m[2]*h[2]+m[8]*h[8]$$

$$I\_gen=(-m[7]*ex[7]+(m[2]*ex[2]+m[8]*ex[8]))+Q\_gen*(1-(T\_0/T\_gen))$$

"BOMBA"

$$I\_pump=-m[5]*ex[5]+m[6]*ex[6]+W\_pump$$

"VÁLVULA 2"

$$I\_valv2=m[9]*ex[9]-m[10]*ex[10]$$

"COP"

$$COP=Q\_evap/(Q\_gen+W\_pump)$$

"RENDIMIENTO EXERGÉTICO"

$$eta\_ex=-(Q\_evap*(1-(T\_0/T\_evap)))/(W\_pump+(Q\_gen*(1-(T\_0/T\_gen))))$$

"IRREVERSIBILIDAD"

$$I\_tot=I\_evap+I\_cond+I\_valv1+I\_abs+I\_pump+I\_ic+I\_gen+I\_valv2$$