



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN
REGENERATIVO $NH_3 - H_2O$

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

ISRAEL GONZÁLEZ CORTÉS

DIRECTOR DE TESIS:

DR. RODOLFO ALBERTO HERRERA TOLEDO



CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO, D.F. 2014



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Dedicatorias

A mis padres Very y Pepe, quienes me han brindado un hogar lleno de amor, respeto y apoyo incondicional.

A mis maravillosos hermanos, Jessy y Javi, quienes han llenado mi vida de alegría y esperanza.

A la vida, porque aún después de las penas y adversidades, me dio la oportunidad de pertenecer a una nueva y hermosa familia, a la cual amo y debo todo lo que soy.

Agradecimientos.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y a su honorable Facultad de Ingeniería, por otorgarme un lugar en sus aulas y permitir mi desarrollo académico y personal.

A mi amada familia, porque este triunfo personal es resultado de su apoyo, amor y confianza. Gracias por velar por mi bienestar y educación.

Al Dr. Rodolfo Alberto Herrera Toledo, por su dirección en la realización de este trabajo de tesis. Gracias por sus enseñanzas, por su paciencia y confianza.

A todos y cada uno de mis profesores de la Facultad de Ingeniería, especialmente al Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguín y al Ing. Rafael López Pabello, por compartir sus conocimientos, experiencias y motivar mi interés al estudio del área termoenergética.

A mis amigos y compañeros del CCH Oriente y de la Facultad de ingeniería, porque sin que lo sepan me han inspirado a ser cada día mejor.

Tabla de contenido

Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Antecedentes energéticos y ecológicos en México	2
1.2 Energías alternativas en México	3
1.3 Estado del arte de la refrigeración.....	5
1.4 Justificación del análisis del sistema de absorción.....	8
1.5 Implicaciones ambientales de los fluidos frigoríficos empleados en la industria de la refrigeración...	11
Capítulo 2 Análisis cualitativo de los sistemas de refrigeración por absorción	14
2.1 Principales características de los sistemas de absorción.....	15
2.2 Principios básicos del sistema de refrigeración por absorción	17
2.3 Propiedades de los fluidos utilizados en los sistemas de refrigeración por absorción	18
2.3.1 Propiedades del refrigerante.....	19
2.3.2 Propiedades del absorbente.....	20
2.3.3 Propiedades de la mezcla (par de trabajo).....	20
2.4 Panorama actual de los pares de trabajo más utilizados en el sistema de absorción:H ₂ O-LiBr y NH ₃ -H ₂ O	21
2.5 Descripción de los principales ciclos de refrigeración por absorción.....	24
2.5.1 Ciclo de simple efecto	24
2.5.2 Ciclo de doble efecto.....	26
2.5.3 Ciclo GAX.....	28
Capítulo 3 Análisis termodinámico del ciclo de absorción	30
3.1 Ciclo termodinámico de absorción de simple efecto regenerativo.....	30
3.2 Análisis energético del ciclo de absorción de simple efecto regenerativo	31
3.2.1 Evaporador.....	34
3.2.2 Condensador.....	35
3.2.3 Absorbedor.....	36
3.2.4 Torre de destilación.....	37
3.2.5 Preenfriador	40
3.2.6 Válvulas de expansión	42
3.2.7 Bomba.....	42
3.2.8 Intercambiador de calor	43
3.3 Determinación de estados termodinámicos.....	43
3.4 Análisis exergético del ciclo de absorción de simple efecto regenerativo	44

Capítulo 4 Análisis paramétrico del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo	55
4.1 Resultados del análisis energético	55
4.1.1 Efectos de la regeneración sobre el COP	57
4.1.2 Efectos de la variación de la temperatura en el generador sobre el COP.	58
4.1.3 Efectos de la variación de la temperatura en el condensador y el absorbedor sobre el COP.	61
4.1.4 Efectos de la variación de la temperatura en el evaporador sobre el COP	69
4.1.5 Efectos del aumento de carga frigorífica sobre la potencia de bombeo.....	72
4.2 Resultados del análisis exergético	73
4.2.1 Efectos del reaprovechamiento energético sobre la eficiencia de segunda ley.	74
4.2.2 Cálculo de pérdidas energéticas	75
4.2.3 Efectos de la variación de la temperatura en el generador sobre el COP exergético	78
4.2.4 Efectos de la variación de la temperatura en el condensador y el absorbedor sobre el COP exergético.....	80
4.2.5 Efectos de la temperatura del evaporador sobre el COP exergético	84
Capítulo 5 Optimización del sistema de absorción de simple efecto regenerativo	86
Conclusiones	97
Recomendaciones	105
Bibliografía	106
Anexos	107
Anexo A. Diagramas de equilibrio	108
Anexo B Tabla de balances energéticos del sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo NH ₃ -H ₂ O.....	110
Anexo C. Descripción del funcionamiento de una torre de destilación.....	111
Anexo D. Memoria de cálculo generada en EES	114
Anexo E. Resultados de la simulación del sistema de absorción de simple efecto regenerativo NH ₃ -H ₂ O.	121

Objetivo

El objetivo de la presente investigación es realizar un análisis exergético que permita estudiar detalladamente las irreversibilidades presentes en el sistema de refrigeración por absorción regenerativo amoníaco-agua, mediante el desarrollo de un modelo termodinámico en estado estable que defina los parámetros fundamentales que influyen en el rendimiento exergético y la optimización del sistema, a fin de determinar si sus expectativas energéticas y ecológicas permiten posicionarlo como un método de refrigeración industrial a gran escala rentable, eficiente y amigable con el medio ambiente.

Capítulo 1

Introducción

El petróleo transformó tecnológicamente al ser humano, sin embargo intrínsecamente también repercutió sobre su entorno. Los efectos contaminantes generados a partir de su uso y el hecho de que es un recurso natural de carácter no renovable, ha implicado problemáticas ambientales, económicas y geopolíticas. Su explotación originó conflictos bélicos nacionales e internacionales y ha ocasionado crisis mundiales. Su inseparable relación con la generación de electricidad ha generado una dependencia directa de casi todos los sectores industriales respecto a la producción y los precios de este hidrocarburo¹. Su uso desmedido deteriora ecosistemas y contribuyó al creciente cambio climático.

Por estas razones, en la actualidad las ciencias e ingenierías buscan desarrollar nuevas formas de generar energía eléctrica (que no involucren la quema de derivados petroquímicos) mediante energía solar, eólica, geotérmica etc. Así mismo intentan implementar procedimientos en procesos industriales que fomenten el ahorro y uso eficiente de energía eléctrica, mecánica o térmica. Cabe destacar que en dichos procesos además de la optimización energética, se pretende también emplear de manera adecuada los recursos, sustancias y materiales a fin de reducir sus efectos contaminantes e impulsar así el desarrollo industrial, económico, responsable y comprometido con el mejoramiento ambiental.

En México este tipo de proyectos han mostrado escasa implementación², sin embargo es responsabilidad e incluso una obligación de los ingenieros ser promotores de técnicas que fomenten el desarrollo industrial eficiente que verdaderamente genere mejoras sustanciales a la economía y ecología del país.

La investigación que se desarrollará a continuación tendrá como propósito caracterizar el sistema de refrigeración por absorción, el cuál actualmente representa una interesante alternativa de producción de frío a gran escala por sus potenciales ventajas económicas y ecológicas sobre la industria de la refrigeración, debido a que su operatividad generalmente está condicionada al reaprovechamiento energético y al uso de energías renovables.

¹ SENER. Balance nacional de Energía 2011. [En línea]. México. [Consultado 12/11/2012]. Informes y publicaciones de SENER. Formato Pdf. Disponible en internet en http://www.sener.gob.mx/res/PE_y_DT/pub/2012/BNE_2011.pdf

² BID. Climascopio 2012, Cambio climático y clima de inversión en América Latina y el Caribe. [En línea]. 18/06/2012. [Consultado 19/10/2012]. Formato Pdf. Disponible en: <http://www5.iadb.org/mif/PORTADA/Conocimiento/DataDesarrollo/Climascopio/tabid/532/language/es-ES/Default.aspx>

1.1 Antecedentes energéticos y ecológicos en México

En México cerca del 88% de la energía primaria³ que se consume proviene del petróleo. Sus derivados son usados como principal fuente de energía para la generación de energía eléctrica, así mismo estos hidrocarburos son los principales combustibles empleados en el sector del transporte y el industrial.

Especialmente en México la industria petrolera es uno de los pilares básicos de la economía, no obstante esta industria ha presentado un desequilibrio evolutivo respecto a otros sectores económicos. Esta desigualdad acarrea efectos negativos sobre la economía del país que pueden apreciarse aún en la actualidad. Sin embargo a partir de esa experiencia se han tomado medidas para tratar de evitar la dependencia de las industrias respecto al sector petrolero. En lo que concierne a la relación de la industria eléctrica respecto a la industria petrolera, la ingeniería explora nuevas alternativas para la generación de energía eléctrica que no dependen directamente de los precios y/o productividad de la industria petroquímica. Estas nuevas formas de generar energía eléctrica son denominadas energías limpias (pues no requieren de la quema de combustibles fósiles para la generación de electricidad) y han presentado ventajas ecológicas aunque no precisamente a un bajo costo.

Este tipo de energías también llamadas alternativas, han cobrado mayor relevancia industrial, pues en la actualidad la implementación de estas nuevas fuentes de energía renovable, así como la promoción de proyectos de reaprovechamiento energético (cogeneración y trigeneración) permiten garantizar una mejor utilización de la energía almacenada en los combustibles. Esto supone un correcto empleo de la energía primaria, que se traduciría en ahorro económico y en la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, principalmente CO_2 . Este último tópico es muy importante a nivel mundial pues así como es esencial la relación entre el petróleo y la energía eléctrica, de la misma manera la generación de energía eléctrica lleva una gran vinculación con contaminación ambiental, pues la quema de combustibles es considerada actualmente como una de las principales causas del deterioro ambiental.

México en los últimos años ha invertido en la investigación y desarrollo de fuentes de energía renovables, así mismo cabe mencionar que las últimas administraciones gubernamentales han establecido en reuniones del llamado G20, la necesidad de generar energías alternas que tengan menores efectos negativos sobre el medio ambiente. Sin embargo pese al potencial considerablemente bueno en nuestro país, es a recientes fechas que México incursiona en el desarrollo de tecnologías limpias de manera seria, pues desde hace mucho tiempo se habló del gran potencial fotovoltaico, eólico e hidráulico con el que cuenta nuestra nación

³ INEGI. Sabías que... [En línea]. México. [Consultado 12/11/2012]. Formato HTML. Disponible en internet en <http://cuentame.inegi.org.mx/economia/petroleo/default.aspx?tema=S>

(debido principalmente a la gran diversidad topográfica, así como a sus características hidráulicas y meteorológicas) no obstante, el pobre interés y el bajo presupuesto que se le otorgó a proyectos que estimularan la investigación de nuevas fuentes de energía, generaron que la dependencia entre la energía eléctrica y el petróleo fuese más estrecha, siendo muy pocos los proyectos que se llevaron a cabo satisfactoriamente, primeramente por la negativa de funcionarios, políticos y empresarios así como sindicatos que se oponen a su desarrollo.⁴

1.2 Energías alternativas en México

Los avances tecnológicos en materia de energías limpias generados por la principales potencias económicas mundiales obligan a México y a sus diversas instituciones (tanto privadas como federales) a realizar investigaciones formales respecto a las nuevas formas de generación de energía eléctrica. En México la institución que más promueve este tipo de proyectos es CFE, sin embargo su contribución ha sido tímida y muchos proyectos han terminado por estancarse permanentemente. En México el potencial de energías renovables, según el Banco Interamericano de Desarrollo (BID)⁵ es considerablemente alto, no obstante, el desaprovechamiento de dicho potencial tiene a México ubicado como el sexto país de América Latina con mayor capacidad para fomentar el crecimiento de energía de bajo carbono. Esta calificación dada por dicho organismo se fundamenta en el alto rendimiento industrial de actividades que generan emisiones de gases de efecto invernadero, así como por la pequeña proporción de la capacidad instalada de sistemas de energías renovables y por la relativa baja tasa de crecimiento de instalaciones de energías limpias. Sin embargo se tienen grandes expectativas, pues el gobierno federal ha destinado un presupuesto considerablemente alto a esta área, el compromiso monetario más grande de la región después de Brasil nación que lidera el ranking.

México es un país con abundantes recursos solares, geotérmicos y eólicos, pero también es una nación con una vasta riqueza en combustibles fósiles; razón por la cual las administraciones federales anteriores desestimaron la investigación de sistemas alternativos de generación de energía eléctrica y especularon sobre la estabilidad que proporcionaba el mercado de dichos combustibles. Esto repercutió en el pobre desarrollo de una infraestructura nacional capaz de generar energía limpia y limitó al sector privado por medio de una estructura inflexible del mercado energético mediante subsidios federales en electricidad (para usuarios domésticos y agrícolas) que distorsionaron los indicadores de precios de la energía eléctrica y frenaron la potencial participación de las empresas interesadas en entrar al mercado.

⁴ Ugalde-Valdés José Luis, Vargas Rosío. Alternativas Energéticas para el Siglo XXI [En línea].Primera edición, México, editorial UNAM-CISAN, 2006. [Consultado 19/10/2012]. Formato Html. Disponible en internet en http://books.google.com.mx/books?id=uTBQqUSP0XMC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q=sindicatos%20&f=false

⁵ BID. Climascopio 2012, Cambio climático y clima de inversión en América Latina y el Caribe. [En línea].18/06/2012.[Consultado 19/10/2012]. Formato Pdf. Disponible en: <http://www5.iadb.org/mif/PORTADA/Conocimiento/DataDesarrollo/Climascopio/tabid/532/language/es-ES/Default.aspx>

Es necesario señalar que México se encuentra dentro de los 5 primeros países con la mayor base de recursos geotérmicos, pero a pesar de ello las regulaciones del mercado han evitado en gran medida la explotación de este recurso. Al contrario de la energía eólica, la cual ha aumentado su capacidad a partir de 2007 debido a las reformas del mercado energético eólico, permitiendo una mayor participación del sector privado.

El panorama de México respecto al desarrollo de tecnologías limpias es alentador, primeramente porque el costo de la deuda nacional es el menor de la región (América latina y el Caribe) y porque además cuenta con grandes proyectos de compensación de emisiones de carbono. Así mismo su presencia corporativa multinacional es relativamente buena, pues cuenta con al menos 18 empresas que promueven algún tipo de programa de reducción de emisiones de CO_2 y con 19 más que promueven iniciativas de eficiencia energética entre las que destacan Walt-Mart de México, Grupo México, Fomento Económico de México, Coca-Cola Femsa, Industrias Penol, Grupo Bimbo y Cemex.

El mercado energético mexicano de energías limpias está siendo apenas tomado con sensatez, sin embargo si se considera que países como Brasil, Nicaragua, Panamá, Perú y Chile, cuentan un potencial superior en desarrollo e implementación de energías limpias respecto a México (no contando a Estados Unidos, China, Alemania, Italia, Canadá, España, Francia, e India, que lideran el Ranking mundial) resulta alarmante que nuestro país muestre altos rezagos en esta área.

La necesidad de implementar sistemas de reaprovechamiento de la energía, proporcionan al sector industrial cambios significativos en términos económicos y especialmente ecológicos, pues la energía térmica que usualmente es liberada al ambiente en grandes cantidades podría ser reutilizada. Por ende el análisis del sector energético simboliza hoy en día un mercado amplio de ventajas financieras, lo cual abre la puerta a proyectos o investigaciones de todo tipo que promuevan una correcta explotación de todos los recursos energéticos disponibles a fin de disminuir los costos de operación, pero de la misma manera se pretende que dicha optimización cumpla con la normatividad ecológica que permita generar un desarrollo industrial sostenible.

Es por ello que este trabajo de tesis se suma a los muchos proyectos de uso eficiente de la energía, en virtud de que propone analizar la viabilidad energética y exergética del sistema de refrigeración por absorción que comúnmente es activado a través del reaprovechamiento de la energía térmica residual. El análisis de dicho método de refrigeración se hace necesario ya que la mayoría de las plantas industriales enfocadas a la refrigeración (dejando de lado el campo de la criogenia), sea cual sea el tamaño, desde los frigoríficos domésticos hasta los más grandes sistemas industriales, utilizan el sistema de compresión de vapor para la

producción de frío, dejando de lado a los demás sistemas de producción de frío ya sea por obsoletos o por estar en vías de perfeccionamiento

Sin embargo el **sistema de compresión de vapor** tiene como principales **desventajas**:

1. El alto consumo de energía eléctrica debido al uso de compresores
2. El empleo de refrigerantes sintéticos altamente contaminantes para su funcionamiento.

Es por ello que actualmente se busca mitigar los efectos negativos de este sistema mediante la generación de refrigerantes menos contaminantes o bien mediante la sustitución de este sistema por sistemas alternativos para la generación de frío.

Un sistema que actualmente ha despertado gran interés en la industria frigorífica es el sistema por absorción, el cual fue relegado por bastantes décadas debido a la robustez de sus equipos, a que su funcionamiento necesita conocimiento especializado y a que el costo de este sistema cuesta al menos el doble que los sistemas de compresión mecánica de la misma capacidad. Sin embargo hoy en día el potencial⁶ de los sistemas de absorción se centra en la disminución del consumo de energía eléctrica dentro y fuera de las horas pico, la factibilidad de acoplamiento a sistemas de cogeneración o a procesos industriales donde existan grandes cantidades de energía térmica residual, además de ser amigable con el ambiente al no usar CFC adecuándose a la normatividad ecológica establecida en el tratado internacional de Montreal⁷.

1.3 Estado del arte de la refrigeración.

Antes de iniciar el estudio del sistema de refrigeración por absorción vale la pena conocer un poco a cerca del desarrollo de la industria de la refrigeración, como se verá a continuación actualmente existen diversas formas de generar frío ya sea mediante compresión de vapor, absorción, o bien por métodos complejos como el magneto-termo-eléctrico. Cada método sin duda ha tenido bien definido su campo de aplicación, sin embargo hoy en día se abren las puertas a la implementación de dichos sistemas debido a las nuevas necesidades industriales que requieren de sistemas de refrigeración o de aire acondicionado.

La refrigeración se fundamenta en el estudio de la generación de frío por medios artificiales, sin embargo para llegar a desarrollar estos medios se necesitó que diversos estudiosos generaran a través del tiempo teorías y

⁶ Vázquez Limón Nicolás, Best y Brown Roberto. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. Applied thermal engineering, 2002 - Elsevier

⁷ Instituto Internacional del Frío de París. El amoníaco como refrigerante. A. Madrid Vicente Ediciones.2000. Impreso en España.

procedimientos que permitieran la correcta comprensión del frío. Sus aportaciones fueron vitales para el posterior progreso de la industria frigorífica, es por ello que es preciso reconocer a los principales científicos, pensadores, ingenieros o bien curiosos inventores que dedicaron parte de su vida al desarrollo de esta gran industria.

La refrigeración es un procedimiento que sin duda marco la historia de la humanidad, pues durante mucho tiempo no existió un procedimiento capaz de preservar los alimentos durante un largo tiempo, si bien los alimentos como la carne podían preservarse mediante la adición de sal, o mediante el ahumado, no existía una manera de preservar el alimento fresco como se puede hacer hoy en día. Sin embargo la gente de la antigüedad no tardó mucho en darse cuenta de que los alimentos se conservan sin deteriorarse si son sometidos a bajas temperaturas, es por ello que el hielo fue el primer medio en ser usado para satisfacer dicho propósito. Se sabe que el hielo natural se utilizaba desde la antigüedad, hay evidencias que indican que los chinos en 1000 a.C ya utilizaban sótanos de almacenamiento de hielo y nieve para enfriar vinos y alimentos. Los griegos y los romanos por su parte también utilizaban almacenes subterráneos aislados con paja y maleza para preservar el hielo. Los antiguos egipcios e indios enfriaban líquidos utilizando jarras de barro poroso.

En los siglos XVIII y XIX, en las zonas septentrionales el hielo era cortado y extraído de lagos y estanques, resguardándose en el invierno bajo tierra para utilizarlo en los meses más cálidos. Posteriormente era comercializado y utilizado para la conservación de alimentos en casas y comercios. Pese a que la comercialización de hielo natural era ya bien conocida, la industria de la refrigeración como tal no existía, sin embargo había diversos científicos que ya estudiaban el fenómeno del frío.

Propiamente la historia de la refrigeración artificial, es decir la generación de frío mediante mecanismos no naturales puede considerarse que inicio en 1748, en la universidad de Glasgow, donde William Cullen efectuó experimentos con éter al bajo vacío. Los trabajos sobre las leyes de compresibilidad de los gases desarrollados en 1783 por Gay Lussac y Boyle, así como la experimentación de Faraday sobre la licuefacción de los gases, contribuyeron a la correcta comprensión del frío. No obstante uno de los grandes pioneros e impulsores de esta área fue el francés Sadi Carnot cuyos estudios sobre máquinas térmicas permanecen vigentes en la actualidad a pesar de haber basado sus estudios en la teoría del calórico.

Durante el siglo XIX los principales avances en materia de refrigeración se resumen en la siguiente tabla.

Año	Investigadores	Contribución
1810	Sir John Leslie	Sentó as primeras bases del sistema de refrigeración por absorción
1826	Michael Faraday	Desarrollo el primer sistema intermitente de absorción utilizando las propiedades del cloruro de plata para absorber amoníaco en fase gaseosa.
1834	Oliver Evans, Richard Trevithick,	Generaron las primeras bases de la producción de hielo artificial mediante el ciclo de compresión.
1834	Jen Peltier	Descubre la refrigeración termoeléctrica
1844	Dr. John Gorrie	Generó la primera máquina de aire acondicionado.
1852	Lord Kelvin	Propuso la utilización de máquinas de producción de frío como sistemas de calefacción, introduciendo el modo de funcionamiento "bomba de calor"
1859	Ferdinand Carré	Creó la primera máquina frigorífica de absorción, sin embargo su principal aportación fue la introducción del amoníaco como fluido refrigerante.
1861	B. von Platen, Karl G. Munters y Guido Mauri	Generaron avances en las máquinas de absorción, obteniendo como resultado la fabricación de la máquina electrolux.
1810-1873	Oliver Evans, Jacob Perkins, Alexander Catlin Twining, Charles Tellier y David Boyle.	Los trabajos de estos investigadores durante este periodo originaron que plantas de refrigeración del tipo de compresión reemplazaran con rapidez a los diseños por absorción.
1877	Von Ettingshausen	Descubre el efecto magneto-termo-eléctrico
1887	Cailletet y Pictet	Alcanzan la licuefacción del oxígeno y otros gases permanentes. Se había iniciado entonces el estudio de la criogenia.
1895	Carl Von Linde	Consiguió licuar aire por expansión isoentálpica alcanzando temperatura de – 182 a – 217 C,

El desarrollo de la refrigeración industrial a partir de 1900 se caracterizó por los siguientes hitos:

Año	Avance
1908	Se genera la primera máquina frigorífica (Leblanc-Westinghouse) que utiliza agua como fluido refrigerante, según un sistema de eyección.
1911	Se inicia la fabricación en masa de las primeras máquinas frigoríficas domésticas, con el modelo Audiffren, por parte de la compañía General Electric
1912	El Dr. Willis H Carrier genera el primer gráfico psicométrico de las propiedades del aire.
1920	La energía eléctrica comenzó a dominar en los motores de las plantas de refrigeración, por lo que los compresores de carrera corta y gran velocidad se propagaron con gran rapidez.
1930	Aparece el grupo de los fluidos refrigerantes denominados “freón”, así como compresores más rápidos para uso doméstico e industrial.
1936	Los investigadores Haas-Keenson alcanzan la temperatura de 0.05 K (con la consideración de que el cero absoluto es 0K= -273.04) utilizando la técnica de Weiss y Picard.

En la actualidad los almacenes refrigerados, destinados al almacenamiento del frío y la congelación son considerados un factor esencial para la conservación económica de la mayor parte de las sustancias comestibles perecederas, a excepción de los frutos y verduras de origen tropical. Centenares de nuevas aplicaciones de refrigeración para conservación y protección existen en la actualidad en museos, bibliotecas, talleres de imprenta, elaboración de productos textiles, construcción de embalses, tratamientos de metales, etc. Así pues el desarrollo de la producción frigorífica iniciada en 1748 tiene ya más de 250 años, siendo una industria vital en la economía mundial que cada vez aumenta su importancia al introducirse en nuevos sectores industriales.

1.4 Justificación del análisis del sistema de absorción

Como se vio anteriormente los métodos de producción de frío industrial son diversos, sin embargo su aplicabilidad obedecerá a factores tales como el mantenimiento preventivo y correctivo que conlleve su uso, la facilidad de operación, pero sobre todo las ventajas económicas y energéticas que el sistema pueda ofrecer. La investigación y perfeccionamiento respecto a los sistemas de refrigeración continúa, no obstante existen sistemas como el de refrigeración por compresión de vapor que ha acaparado el sector industrial, en gran medida porque representa un menor costo su puesta en operación, así como porque ofrece buenos coeficientes de operación, sin embargo la gran cantidad de energía eléctrica que consume así como el uso de

refrigerantes fluorocarbonados, hacen que se replantee su uso y que se busquen alternativas para corregir o bien suplir dicho sistema.

Es por ello que la presente investigación se encamina al análisis del **sistema de refrigeración industrial por absorción comúnmente empleado en los sistemas de trigeneración**. Este sistema de refrigeración ofrece una manera alternativa en la producción de frío a gran escala, a buen costo, e independiente del costo de la energía eléctrica.

El sistema de refrigeración por absorción es llamado así porque es un ciclo en el cual se realizan procesos físicos y químicos resultado de la afinidad que tienen algunos líquidos para absorber ciertos gases. En este proceso de absorción, se genera una mezcla binaria que está compuesta por un refrigerante y un absorbente, en donde el absorbente transporta el fluido refrigerante en estado líquido desde una zona de baja presión hasta una de alta, lográndose una compresión térmica en la zona de alta presión una vez que el refrigerante cambia de fase a vapor esto mediante el aporte de energía térmica.

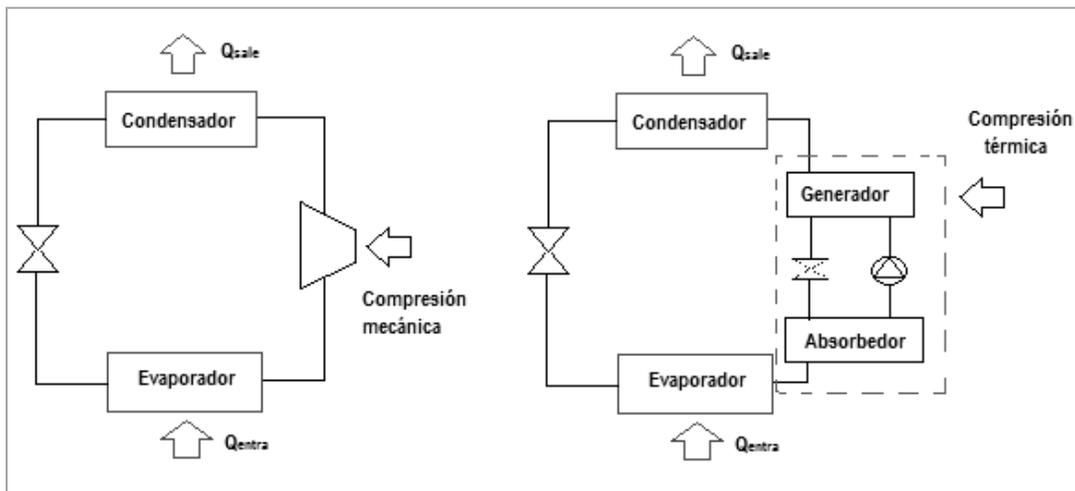


Figura1.1 Diferencias fundamentales entre máquinas de compresión y absorción.

A diferencia del sistema de refrigeración por compresión de vapor, se sustituye al compresor (que requiere solo energía eléctrica) por un sistema de absorción-desorción (que requiere muy poca energía mecánica, pero en cambio emplea una gran cantidad de calor). Es necesario añadir que para determinada capacidad de refrigeración, el consumo total de energía del sistema de absorción (calor + trabajo) es muchas veces mayor que la energía requerida por el sistema de compresión, sin embargo **si el calor proviene de alguna fuente no convencional, como es la solar, geotérmica, o es calor de desecho de algún proceso industrial, el ciclo de refrigeración por absorción es económicamente atractivo.**

Por otro lado este sistema de refrigeración debe su estudio también a otra característica muy importante: el uso de refrigerantes orgánicos no contaminantes.

El sistema de refrigeración por absorción en el que hoy trabajan muchos científicos de diversas nacionalidades, es un sistema que no es nuevo, sino todo lo contrario es tan antiguo que data de 1859 cuando el ingeniero francés Ferdinand Carré, construyó la primera máquina de absorción. Desde entonces se han generado diversas modificaciones al sistema original. Actualmente las nuevas investigaciones respecto al ciclo de refrigeración por absorción se centran en dos mejoras sustanciales al ciclo:

1. La generación de un nuevo par de trabajo (refrigerante-absorbente), con propiedades termoquímicas adecuadas.
2. La optimización del ciclo mediante variantes del mismo (ciclo GAX y ciclo de absorción de doble y triple efecto)

Primeramente la generación de un nuevo par de trabajo implica la introducción de nuevas mezclas (refrigerante-absorbente) con la finalidad de generar una sustancia nueva que ofrezca altos rendimientos energéticos, pero que principalmente cumplan con los requerimientos ecológicos establecidos, esto debido a que ese ha sido el principal objetivo de la comunidad científica internacional a partir del tratado de Montreal.

No obstante, el desarrollo de estas mezclas es un tema que aún se encuentra en fase de investigación, principalmente porque a partir de la generación del sistema de refrigeración por compresión, compacto y eficiente, el sistema de absorción se vio abandonado por demasiadas décadas y relegado a unas pocas aplicaciones; siendo hacia principios de 1990 cuando se vuelve a retomar seriamente el estudio de dicho sistema, en virtud de que ofrece buenos coeficientes de desempeño y porque se fundamenta en la utilización de calor residual y refrigerantes 100% orgánicos.

El principio de absorción impide que muchos refrigerantes sean considerados para su aplicación, por lo que se han generado solo algunas nuevas mezclas, tal es el caso de las combinaciones: amoníaco-nitrato de Litio, amoníaco-tiocianato de sodio, agua-ácido sulfúrico y se espera que con el desarrollo de dichas mezclas puedan ofrecer resultados satisfactorios. En el caso de las primeras dos mezclas la investigación se enfoca en lograr que el nitrato de Litio y tiocianato de sodio puedan generar mezclas cuya temperatura de ebullición disminuya, a fin de activar el sistema de refrigeración a temperaturas más bajas, si bien actualmente los sistemas de amoníaco-agua ofrecen una gran alternativa en la producción de frío, el problema de la mezcla radica en el hecho de necesitar altas temperaturas de activación para poner en funcionamiento el circuito frigorífico.

Cabe señalar que el estudio de las mezclas para el sistema de absorción no se remite totalmente a la generación de nuevas sustancias binarias, si no bien al estudio termoquímico de las mezclas ya existentes mediante de aplicación de aditivos en bajas proporciones para mejorar sus propiedades termodinámicas, que permitan disminuir el punto de ebullición de la mezcla y evitar con ello el uso de sistemas de purificación o rectificación a fin de aumentar el COP del sistema.

Por otro lado la optimización del ciclo se refiere a las modificaciones hechas al sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con el objetivo de aumentar el COP, ejemplo de ello son las variantes del mismo sistema denominadas GAX y refrigeración de doble efecto. Estas variantes afectarían positivamente el desempeño del ciclo, sin embargo la implementación de estas variantes estará condicionada a la obtención de una fuente de energía térmica gratuita y a la inversión económica inicial, pues ambos sistemas requerirán de dispositivos de reaprovechamiento más complejos y consecuentemente más costosos.

1.5 Implicaciones ambientales de los fluidos frigoríficos empleados en la industria de la refrigeración

En los sistemas de absorción el uso de refrigerantes es de vital importancia. Este tipo de sistemas hacen uso de sustancias refrigerantes orgánicas que no afectan a la capa de ozono. Esta característica y otras que se analizarán en el siguiente capítulo mostrarán porque vale la pena analizar la implementación de estos sistemas a nivel industrial. Pero antes de eso es conveniente conocer el concepto de refrigerante así como los efectos que éste tiene sobre el ambiente.

Primeramente en termodinámica se define un refrigerante como un fluido que evoluciona cíclicamente en las máquinas frigoríficas de fluido licuable, cuya función es la de transportar el calor recibido en el recinto frigorífico, mediante su evaporación a baja presión, y cederlo al circuito de disipación a través de un condensador.

Las magníficas propiedades de los refrigerantes, generó que muchos investigadores durante el siglo XIX y principios del XX se dieran a la tarea de encontrar y/o producir mejores sustancias frigoríficas y fue hasta 1930 que se generó la gran revolución de la refrigeración, pues en esta década la refrigeración por compresión término por estancar al sistema de absorción debido al desarrollo refrigerantes sintéticos con propiedades muy superiores respecto a los refrigerantes usados hasta ese momento. La aportación de dicho refrigerantes (denominados freones) al campo del aire acondicionado y a la refrigeración industrial fue vital hasta mediados de 1970, época en la cual se empezaron a estudiar sus efectos sobre el medio ambiente.

Durante ese lapso los freones fueron considerados como compuestos químicos estables y biológicamente inertes, sin embargo en 1974 se descubrió su contribución al adelgazamiento de la capa de ozono⁸, debido a que cada molécula de estos compuestos que escapa de un sistema de refrigeración o aire acondicionado tiene la capacidad de destruir miles de moléculas de ozono estratosférico.⁹ El efecto negativo de los freones sobre la capa de ozona ha ocasionado que se tomen medidas tecnológicas para reemplazar a dichas sustancias o bien para estimular el uso de sustancias refrigerantes no contaminantes. En este punto es donde **el sistema de absorción se propone como una opción atractiva para la refrigeración industrial, pues el sistema garantiza el uso de refrigerantes 100 % orgánicos.**

Se sabe que los refrigerantes inorgánicos cumplen con las propiedades termoquímicas adecuadas para el funcionamiento de un sistema frigorífico, sin embargo muchas de estas sustancias han demostrado un inherente efecto negativo en su aplicación. Estas sustancias se encuentran en los aerosoles, en los aires acondicionados así como en los sistemas de refrigeración y su continua actividad desde los años treinta (desde que fueron implementados) hasta la actualidad ha contribuido (así como muchos otros factores ocasionados por la actividad humana) al adelgazamiento de la capa de ozono y permitido consecuentemente la entrada de radiaciones peligrosas para la vida y que son causantes del calentamiento global.

Cabe destacar que además de los CFC, la actividad de sustancias tales como los óxidos de nitrógeno y el metano, también han contribuido al debilitamiento de la capa de ozono. Existe una polémica de si el uso de CFC son los causantes del daño a la capa atmosférica pues algunas teorías más alentadoras indican que los CFC recorren largos trayectos, y periodos de varios años antes de actuar sobre el ozono, además de ser emitidos en bajos niveles de la atmosfera y distribuirse de una manera bastante uniforme.

Otras teorías como indican que al llegar al ecuador las corrientes ascendentes crean una ruta de acceso directa a través de la capa de ozono donde el 98% de las sustancias que conforman los CFC son rápidamente inactivadas en forma de sustancias de depósito que son transportadas a las regiones polares, lugar donde vuelven a activarse durante la larga noche invernal, comenzando con la destrucción masiva del ozono al llegar la primavera.

Los efectos de los CFC sobre el deterioro de la capa de ozono contribuyen al calentamiento global, provocando con ello un paulatino calentamiento que puede ocasionar cambios climáticos, con veranos más calurosos e inviernos más cálidos y lluviosos, lo que llevaría a una mayor fusión del hielo polar y aumento del nivel del mar. Se ha contabilizado que aproximadamente 20% del total de los gases emitidos a la atmosfera

⁸ Como lo indico el premio nobel mexicana Mario Molina, los clorofluorocarbonos también conocidos como CFC son una amenaza para la capa de ozono pues originan la destrucción parcial de la misma.

⁹ SENER. Evaluación ambiental y plan de manejo ambiental del programa de eficiencia energética coordinado por la secretaria de energía. [En línea]. México. [Consultado 13/11/2012]. Formato Pdf. Disponible en internet en: http://sener.gob.mx/res/722/EAyPMACorregido100610_Final.pdf

son CFC, sin embargo su peligrosidad radica en la reacción destructiva del ion cloro sobre el ozono, así como el incremento anual de este ion sobre la atmosfera.

Los CFC son fruto de un largo proceso de investigación, sin embargo actualmente se ha demostrado que si bien son eficientes desde el punto de vista termodinámico, parece que su impacto ambiental negativo sobre la capa de ozono y su aportación al calentamiento global ha despertado un gran interés (en las últimas décadas) en la generación de nuevos compuestos refrigerantes más amigables con el ambiente, pero que de igual manera puedan ofrecer buenos rendimientos energéticos.

En base a lo anteriormente mencionado se han generado acciones internacionales como el protocolo de Montreal en septiembre de 1978, firmado por 46 países (actualmente tiene afiliados ya a 191 naciones) y en cuál se estableció la reducción paulatina de CFC, sin embargo la baja aplicabilidad de dicho acuerdo, así como la dificultad de los países en desarrollo de sostener una industria frigorífica moderna, así como la relativa investigación sobre la refrigeración industrial, han generado un estancamiento en el sector frigorífico industrial, es por ello que es importante que la ingeniería tenga mayor incumbencia en este tema, con el fin de forjar un desarrollo eficiente y ecológico de esta industria, tal y como lo tuvo a principios del siglo XX.

Capítulo 2

Análisis cualitativo de los sistemas de refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración por absorción en sus inicios fue desarrollado a partir de los estudios de Sir John Leslie y Michael Faraday, ambos científicos apreciaron la capacidad que tienen algunas sustancias para absorber fluidos en fase gaseosa. Sin embargo pese a que el sistema podía generar bajas temperaturas, el proceso era intermitente. No obstante estos primeros estudios fueron la base para la realización de la primera máquina de absorción continua construida por Ferdinand Carré en 1857. La presentación universal de esta máquina se dio en Londres y provocó una gran conmoción en la comunidad científica de la época, no solo por el hecho de la “fabricación industrial de frío”, sino también por la paradoja de utilizar calor en dicha producción.

El aceptable desempeño de la máquina de absorción inventada por Carré (el primero en emplear amoníaco como fluido refrigerante), así como las dificultades tecnológicas de la época para producir compresores fiables, lograron que el sistema tuviera un gran auge posterior a su invención. No obstante el desarrollo industrial y el perfeccionamiento de los compresores generaron instalaciones frigoríficas de mayores prestaciones energéticas.

Así mismo el esplendor de los combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica relativamente económica, relegaron a la refrigeración por absorción a dominios de aplicación muy específicos y reducidos, en los cuales existiera una fuente térmica residual accesible y de bajo costo. En la actualidad, las constantes crisis energéticas así como la necesidad de generar sistemas frigoríficos menos contaminantes y eficientes, han propiciado que la tecnología de los equipos de refrigeración por absorción despierte actualmente un nuevo y creciente interés.

Las buenas perspectivas que ofrecen los sistemas de absorción respecto al potencial ahorro de energía y contribución a la protección medioambiental están favoreciendo un intenso desarrollo tecnológico de estos equipos y una mayor implantación en el sector industrial.

Es importante destacar que los sistemas de absorción han sufrido ligeras alteraciones desde que fueron concebidos, sin embargo el principio de funcionamiento sigue siendo exactamente el mismo, razón por lo cual en el presente capítulo se analizará las principales características de este tipo de sistemas y se ahondará en las modificaciones más significativas realizadas al ciclo.

2.1 Principales características de los sistemas de absorción.

Como se ha visto hasta ahora los sistemas de refrigeración por absorción tienen carácter principalmente ecológico. Sin embargo estos sistemas sugieren ciertas ventajas sobre el sistema de compresión de vapor, entre las cuales se destacan¹⁰:

- La baja demanda de potencia eléctrica ya que el consumo eléctrico se reduce a un solo dispositivo de bombeo.
- El reaprovechamiento de calor residual como fuente de energía, pues es posible adaptar el sistema para que pueda funcionar mediante el aporte de energía térmica proveniente de centrales térmicas, procesos industriales o de fuentes de energías renovables.
- La posibilidad de utilizar quemadores de gas a llama directa (biogás).
- El empleo de refrigerantes orgánicos que no contribuyen a la destrucción de la capa de ozono al no utilizar CFC ni HFC.
- La ausencia de partes móviles, esta característica facilita que se alargue la vida del equipo y al mismo tiempo se reduzca su mantenimiento (son silenciosos y no producen vibraciones).
- La posesión de un funcionamiento más fiable que los equipos de compresión, así como una larga vida sin pérdida de eficiencia.

Por lo general, los equipos de absorción son preferibles cuando se dispone de calor de cogeneración, residual o una fuente de combustible económica, por esta razón el sistema de absorción obedecerá su aplicación siempre y cuando se disponga de una fuente de calor gratis o de bajo costo o donde el precio de energía eléctrica genere altos costos producción. Es por ello que no es factible que la refrigeración por absorción desplace a gran escala a los sistemas de refrigeración convencionales, si no bien se manejen como sistemas de refrigeración híbridos o alternativos, los cuales funcionen en aplicaciones en las que sean considerados como una mejor opción desde el punto de vista medioambiental y económico.

Los equipos de absorción disponibles actualmente en el mercado operan únicamente con dos fluidos de trabajo: agua/bromuro de litio ($H_2O - LiBr$) para aplicaciones de aire acondicionado y amoníaco/agua ($NH_3 - H_2O$) para refrigeración industrial. Existen otros pares de trabajo amoníaco-nitrato de litio ($NH_3 - LiNO_3$) y amoníaco-tiocianato de sodio ($NH_3 - NaSCN$) ambos aún en fase de investigación. Muchas

¹⁰Absorsistem. [En línea]. España. [Consultado 13/11/2012]. Formato HTML. Disponible en internet en: <http://www.absorsistem.com/intro>

otras mezclas de trabajo han sido propuestas y estudiadas para máquinas de absorción pero ninguna de ellas ha mostrado mejoras sustanciales respecto a las mezclas ya existentes.

La mezcla de trabajo $H_2O - LiBr$ es la mejor opción en muchas aplicaciones de aire acondicionado, debido a que sus favorables propiedades termofísicas registran buenos coeficientes de funcionamiento (COP). Sin embargo, esas mismas propiedades provocan las siguientes limitaciones:

- Las soluciones acuosas de LiBr son corrosivas, además de tener una solubilidad limitada.
- Al trabajar con agua como refrigerante, el sistema no puede operar por debajo de 5 °C a causa de la temperatura de solidificación del agua, con lo cual reduce su aplicabilidad en procesos industriales.

Sin embargo la mezcla $NH_3 - H_2O$ proporciona un funcionamiento más amplio puesto que las propiedades del amoníaco le permiten trabajar en el rango de temperaturas más amplio que va desde 0 a -70°C. Su limitación principal es su toxicidad a partir de 100 p.p.m, originando efectos nocivos sobre el organismo por inhalación, contacto cutáneo o ingestión, no obstante en la actualidad existen protocolos de seguridad que permiten que las fugas de amoníaco sean detectadas y controladas oportunamente y que por lo tanto brinden la confiabilidad para utilizarse como fluido refrigerante en el sistema de absorción.¹¹

Cabe agregar que el sistema de absorción que funciona con la mezcla amoníaco-agua, requiere obligatoriamente la necesidad procesos de rectificación¹² del amoníaco, debido a las altas presiones a las que se trabaja y a la volatilidad relativa del agua, haciendo que el circuito frigorífico sea más complejo y por ende disminuya el COP.

Por último es necesario mencionar que el sistema de absorción que utilice cualquiera de los dos pares de trabajo anteriormente mencionados, representa hoy en día una alternativa interesante en la industria de producción de frío pues sectores como la industria petroquímica, el agroalimentario y el farmacéutico han favorecido el nuevo auge de este tipo de plantas, que permiten la reutilizan de calor residual para su activación y funcionamiento.

¹¹ Para mayor información consúltese la siguiente bibliografía:

PEMEX PETROQUÍMICA. "Hoja de datos de seguridad amoníaco anhidro". [En línea]. México. [Consultado 13/11/2012]. Formato Pdf. Disponible en internet en: <http://www.ptq.pemex.mx/productosyservicios/eventosdescargas/Paginas/911.aspx>

INFRA. "Hoja de datos de seguridad del producto -NH₃". [En línea]. México. [Consultado 13/11/2012]. Formato Pdf. Disponible en internet en: http://www.infra.com.mx/servicio_atencion/libreria/gases/documentos/msds/amoniaco.pdf

¹² Para mayor información respecto al proceso de rectificación consúltese el siguiente capítulo, así como el Anexo C de la presente investigación.

2.2 Principios básicos del sistema de refrigeración por absorción

Las máquinas frigoríficas de absorción se integran dentro del mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión, ya que el efecto de “generación de frío”, o “absorción” de calor a baja temperatura, se consigue por la evaporación de un líquido a baja presión. La diferencia entre estos dos métodos estriba básicamente en el procedimiento seguido para la recuperación de los vapores formados durante el paso de líquido a vapor. En las máquinas ditérmicas de compresión este proceso es encargado al compresor, equipo que también asegura la elevación de la presión hasta un nivel suficiente, de tal forma que los vapores recuperados puedan ser condensados por cesión de calor a un medio externo. Por lo que respecta a las máquinas tritérmicas de absorción, las funciones propias del compresor se encomiendan a los es siguientes dispositivos independientes: **el absorbedor, el generador y la bomba**.

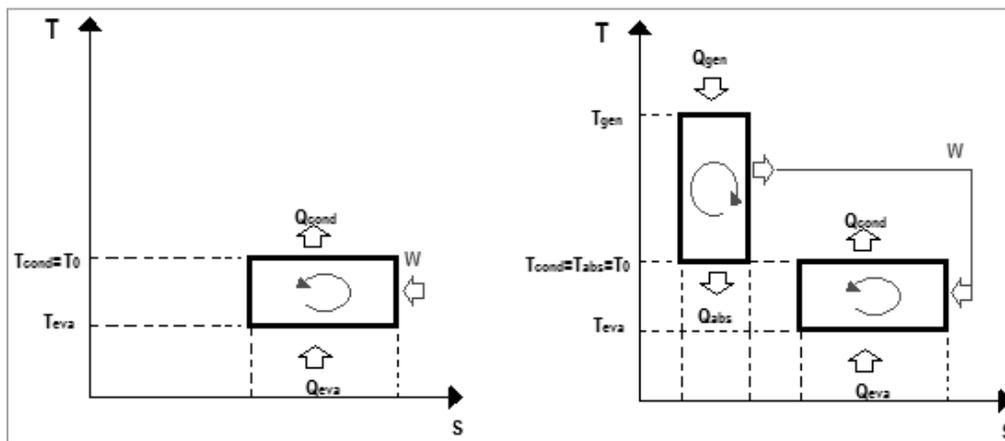


Figura 2.1 Diagramas T-s del ciclo de Carnot para máquina ditérmica de refrigeración por compresión (izquierda) y tritérmica de refrigeración por absorción (derecha).

En el absorbedor ocurre la aspiración de vapores de refrigerante, procedentes del evaporador, este fenómeno se produce como consecuencia de la afinidad que por estos presenta una solución líquida almacenada en dicho dispositivo.

Por otro lado el aumento de presión, hasta el nivel de condensación, tiene lugar en una bomba que transporta la solución líquida resultante en el absorbedor (rica en refrigerante). Dado que el aumento de la presión se realiza sobre un fluido líquido, la potencia necesaria de accionamiento es muy inferior a la que se precisa en el compresor de una máquina ditérmica de compresión.

Resulta evidente que con los procesos descritos se obtiene una mezcla líquida (rica en sustancia refrigerante-pobre en sustancia absorbente) que no puede ser enviada hacia el condensador, sino que previamente debe llevarse a cabo la separación del refrigerante. Esta separación tiene lugar en el generador, y se produce por la adición de potencia por vía calorífica, cuyas consecuencias son; por un lado la producción de una corriente de vapores de refrigerante puro (o con una muy débil presencia del absorbente), y en segundo lugar se origina una solución líquida pobre en refrigerante (concentrada en absorbente) que es enviada al absorbedor.

La máquina de absorción se considera como una máquina tritérmica, esto en virtud de que se necesita introducir potencia calorífica a nivel del generador, además de requerir interaccionar con otras dos fuentes térmicas externas. Por un lado la fuente fría de utilización en caso de una máquina frigorífica y en segundo lugar el agente de condensación, es decir la máquina interactúa con tres fuentes térmicas que condicionan su operación, por lo cual se puede conducir a subdividir el sistema tritérmico, en dos ditérmicos, uno como máquina generadora y el segundo como máquina frigorífica (véase figura 2.1).

Un análisis a simple vista podría derivar como conclusión que la eficiencia de una máquina frigorífica de compresión siempre es superior a la de absorción que trabaje entre las mismas temperaturas de condensación y evaporación. Sin embargo la validez de este razonamiento es discutible por dos razones fundamentales:

- La energía de accionamiento del compresor, ya que no se ha considerado el proceso seguido en la obtención de esta energía. En este sentido habrían de considerarse las pérdidas energéticas correspondientes a la eficiencia de las plantas eléctricas en el proceso de transformación de energía calorífica a eléctrica, así mismo, habrían añadirse las pérdidas inherentes al transporte de la energía eléctrica.
- La energía de activación, pues la posibilidad de utilizar una fuente de calor gratuita a una temperatura suficiente para la alimentación del generador, amplía el rendimiento de la máquina de forma considerable.

2.3 Propiedades de los fluidos utilizados en los sistemas de refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración por absorción es particularmente diferente a otros sistemas de producción de frío por que utiliza una mezcla de un refrigerante y un absorbente para poder funcionar. Cada una de las dos

sustancias debe tener características especiales para poder llevar a cabo el proceso de absorción. A continuación se presentan las características mínimas que debe poseer cada sustancia de trabajo.

2.3.1 Propiedades del refrigerante

El refrigerante debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan económico y al mismo tiempo seguro. El refrigerante ideal deberá tener alta entalpia de vaporización, presión en fase de vapor moderada, baja temperatura de congelación y baja viscosidad.

El amoníaco es el refrigerante más común en sistemas de refrigeración por absorción en virtud de que posee las siguientes propiedades:

- Ignición muy difícil. En la atmosfera solo arde cuando está en ebullición y en presencia de una fuerte chispa (Temperatura de ignición: 651 C). Cuando se ha estabilizado a presión atmosférica no se produce ignición
- La velocidad de llama con el amoníaco es la quinta parte del gas natural
- Su característica de no mezclarse con lubricantes simplifica las instalaciones
- Su capacidad de refrigeración es superior a los derivados halogenados, 6 veces la de R-12, lo que trae consigo una masa inferior de circulación y tuberías más baratas
- Las mezclas de amoníaco –aire son inflamables en concentraciones dentro del rango de 16 al 27% de aire en volumen. Sin embargo la presencia de lubricantes hace descender este límite, de manera que un 4% de aire se considera límite de seguridad para prevenir explosiones.
- Es un anhídrido industrial de bajo costo y con un importante calor latente de vaporización.
 - Posee buenas características de transferencia de calor debidas su conductividad térmica, su baja viscosidad y baja densidad del líquido.
 - Proporciona altos valores de COP
 - Tiene una gran facilidad de detección de fugas
 - Genera bajos costos de bombeo

Las desventajas del uso de amoníaco como refrigerante radican en su incompatibilidad con el cobre (no es utilizable en los actuales compresores herméticos) pero totalmente compatible con el acero, hierro y aluminio, además de ser moderadamente toxico si es inhalado.

2.3.2 Propiedades del absorbente.

- La presión de vapor del absorbente deberá ser baja a la temperatura del generador (a fin de evitar la rectificación). En otras palabras el absorbente debe presentar baja volatilidad y por lo tanto alto punto de ebullición.
- Debe ser estable químicamente (no ser corrosivo).
- En funcionamiento continuo debe encontrarse en fase líquida para las condiciones de operación.
- Requiere poseer mínima viscosidad, para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas absorción y transferencia de calor.
- Deberá tener bajo punto de congelación.

2.3.3 Propiedades de la mezcla (par de trabajo).

La mezcla de refrigerante no debe presentar fase sólida en el rango de concentración y temperatura a la que se trabaje, la inclusión de sólidos en la mezcla disminuiría el rendimiento del sistema, además de provocar daños al sistema de bombeo durante su funcionamiento. Otra característica fundamental es la afinidad entre el refrigerante y el absorbente, puesto que pese a que exista una gran gama de refrigerantes orgánicos e inorgánicos, muchos de ellos no suelen solubilizarse con el absorbente, haciendo que sean descartados automáticamente.

Por consiguiente es normal que se acorte la lista a solo fluidos básicos como el agua y amoníaco, donde el agua tiene la ventaja de funcionar como refrigerante u absorbente y el amoníaco por su gran afinidad al agua a otras sustancias tales como el nitrato de litio, o el tiocianato de sodio, puede considerarse como el refrigerante por excelencia para sistemas de absorción. La determinación de dicha afinidad tiene que satisfacer la desviación negativa de Raoult.

Por otra parte es necesario que el refrigerante presente mayor volatilidad respecto al absorbente, esto con la finalidad de que la separación sea la correcta durante la transferencia de calor en el generador. Así mismo debe operar a presiones comunes, pues al trabajar a altas presiones implicaría la introducción de sistemas más robustos, y por el contrario trabajar a presiones muy bajas traería consigo posibles problemas de infiltración al equipo.

Es muy importante que la mezcla sea estable químicamente, es decir que no presente problemas de corrosión, esto implica el uso de materiales tecnológicamente más complejos y costosos para su fabricación,

o bien que el equipo se vea afectado por la corrosión y reduzca considerablemente su vida útil. Propiedades como baja viscosidad y alta conductividad térmica, debe ser esenciales para la mezcla a fin de promover y maximizar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor.

Por último y más importante, es necesario que la mezcla que se maneje no sea altamente toxica, y si es moderadamente toxica (como es el caso del amoníaco), existan protocolos de predicción, prevención y corrección, para asegurar la vida y salud del operario y de los productos que se estén refrigerados. Resulta obvio señalar que ninguna de las mezclas existentes, que se utilizan en instalaciones industriales, cumple con la totalidad de los requisitos mencionados. Sin embargo el presente trabajo hace referencia a las sustancias que potencialmente tienen capacidades suficientes para asegurar buenos rendimientos. Específicamente los pares NH_3-LiO_3 y $H_2O-LiBr$ que actualmente gozan de mayor incidencia industrial ya que cumplen con la mayoría de los requisitos.

2.4 Panorama actual de los pares de trabajo más utilizados en el sistema de absorción: $H_2O-LiBr$ y NH_3-H_2O

Como se mencionó inicialmente los fluidos frigoríficos para el ciclo de absorción son otra mejora al sistema de refrigeración por absorción, es por ello que actualmente se trabaja en el desarrollo de nuevos pares de trabajo o bien en la mejora de los ya existentes. Cabe señalar que los fluidos utilizados deben cumplir con las prestaciones mínimas (descritas anteriormente) requeridas tanto para el refrigerante como para el absorbente.

La investigación de dichas mezclas es relativamente nueva, debido a la complejidad de encontrar fluidos que sean física y químicamente compatibles (que puedan llevar a cabo el proceso de absorción satisfactoriamente) y que al mismo tiempo proporcionen un buen efecto frigorífico, además de considerar que el par de trabajo tenga alta disponibilidad, su generación y uso no proporcione efectos negativos al ser humano o al ambiente, además de tener bajo costo y propiedades termoquímicas estables en intervalos de trabajo bien definidos.

Actualmente mezclas de trabajo como amoníaco-nitrato de litio (NH_3-LiO_3) y amoníaco-tiocianato de sodio ($NH_3-NaSCN$) están siendo desarrolladas para ser utilizadas en futuros sistemas de absorción, no resulta extraño apreciar que el refrigerante por excelencia sea el amoníaco y que el absorbente sea el componente a desarrollar. Así mismo pares de trabajos ya bien conocidos y utilizados en sistemas de refrigeración por absorción NH_3-H_2O y $H_2O-LiBr$ en este momento son estudiados y modificados con la inclusión de

aditivos que tiene como fin disminuir el punto de ebullición de la mezcla, así como disminuir la complejidad del sistema de rectificación.

Específicamente para la mezcla H_2O -LiBr utilizada en acondicionamiento de aire, el principal problema es que no puede trabajar por debajo de $0\text{ }^\circ\text{C}$, debido al problema de cristalización, así mismo otra desventaja la representa el absorbente LiBr, pues al ser una sal en solución es un agente altamente corrosivo. Existen muchas investigaciones en la literatura especializada en las que se propone la adición de uno o más compuestos, ya sean sales inorgánicas o compuestos orgánicos, con el objetivo de atenuar estos inconvenientes. También existen estudios que proponen alternativas que sustituyan al bromuro de litio como absorbente. Sin embargo las mejoras a este par de trabajo se enfocan más a la adición de compuestos que mejoren las propiedades de la mezcla, generándose así las siguientes combinaciones que se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 2.1. Combinaciones de mezclas Bromuro de litio – Agua + aditivo(s)

H_2O -LiBr + Lil	H_2O -LiBr + LiCl
H_2O -LiBr + $LiNO_3$	H_2O -LiBr + $CaCl_2$
H_2O -LiBr + Li_2MoO_4	H_2O -LiBr + $LiClO_3$
H_2O -LiBr + $ZnCl_2$	H_2O -LiBr + $MgCl_2$
H_2O -LiBr + LiSCN	H_2O -LiBr + CsCl
H_2O -LiBr + $ZnCl_2$ + $CaBr_2$	H_2O -LiBr + LiCl + $ZnCl_2$
H_2O -LiBr + $ZnBr_2$ + $CaBr_2$	H_2O -LiBr + Lil + LiCl + $LiNO_3$

Fuente: Adaptado de Salavera Muñoz Daniel. (2005) "Propiedades termofísicas de nuevos fluidos de trabajo (H_2O +LiBr+ $LiNO_3$ +LiCl, NH_3 + H_2O y NH_3 + H_2O +KOH) para sistemas de refrigeración por absorción". Tesis doctoral. Universitat Rovira I Virgili, (pp.16-21)

Cabe señalar que dependiendo del aditivo añadido se puede mejorar principalmente:

- La solubilidad del absorbente sin afectar a la capacidad de absorción.
- Reducir la temperatura de cristalización hasta $5\text{ }^\circ\text{C}$, es decir aumentar el límite de cristalización del refrigerante.
- Disminuir la corrosión en el sistema.
- Aumento del COP de hasta un 12 %
- Reducir del área de calentamiento, generando por lo tanto equipos más compactos.

Desafortunadamente los aditivos presentan ventajas y desventajas, pues por un lado se puede incrementar el COP del ciclo a costa de disminuir la solubilidad del absorbente aumentando el riesgo de cristalización, o bien ampliar la solubilidad pero aumentar simultáneamente el carácter corrosivo de la mezcla. Las investigaciones respecto a los aditivos son muy extensas pero han representado solo mejoras relativas al ciclo, es posible que sigan desarrollándose más aditivos y nuevas investigaciones que ha futuro puedan generar aditivos que logren proporcionarle mejores características termofísicas de la mezcla binaria H_2O -LiBr.

Por otra parte el principal problema de la mezcla $NH_3 - H_2O$ radica en la relativa volatilidad del agua, que hace que se requiera de un proceso de purificación del refrigerante mediante un rectificador, lo que añade un componente más al sistema de absorción. Por esta razón, la adición de aditivos a la mezcla tiene como propósito realizar una mejor separación del amoníaco en el generador, para reducir así las necesidades de rectificación. Así mismo los aditivos buscan disminuir el punto de ebullición de la mezcla a fin de disminuir el aporte energético al ciclo, como se mencionó con anterioridad el sistema de refrigeración por absorción es factible cuando la fuente calorífica es de baja temperatura (calor residual o energía solar).

Los principales aditivos agregados al par $NH_3 - H_2O$ se remiten a compuestos inorgánicos (sales), pues son los que mejor se han desempeñado en la solución proporcionándole mejores propiedades a la mezcla. Actualmente las combinaciones más estudiadas son:

Tabla 2.2. Combinaciones de Mezcla Amoníaco – Agua + aditivo(s)

$NH_3 - H_2O + LiBr + LiNO_3 + LiI + LiCl$
$NH_3 - H_2O + NaOH$
$NH_3 - H_2O + KOH$

Fuente: Adaptado de Salavera Muñoz Daniel. (2005) "Propiedades termofísicas de nuevos fluidos de trabajo ($H_2O+LiBr+LiNO_3+LiCl$, NH_3+H_2O y NH_3+H_2O+KOH) para sistemas de refrigeración por absorción". Tesis doctoral. Universitat Rovira I Virgili, (pp.21-23)

Aunque las bibliografía a cerca de estas tres combinaciones es muy poca, hay muy buenas perspectivas futuras para dichas mezclas y se espera que en lo futuro pueda ser más común el uso de estos aditivos para mejorar las propiedades de la mezcla $NH_3 - H_2O$.

2.5 Descripción de los principales ciclos de refrigeración por absorción.

Los sistemas de refrigeración por absorción necesitan al menos 6 equipos básicos para entrar en operación. No se ha de prescindir de ninguna manera de los siguientes equipos enlistados a continuación:

1. **Generador.** Este dispositivo es en realidad una torre de destilación que genera y purifica los vapores de amoníaco mediante procesos de transferencia de calor y masa.
2. **Condensador:** En este componente se realiza el cambio de fase del refrigerante mediante la cesión de calor al exterior.
3. **Evaporador:** En este componente se realiza el cambio de fase del refrigerante mediante el aporte de energía externa. Esta energía es la capacidad frigorífica del sistema.
4. **Absorbedor:** Este dispositivo permite el proceso de enriquecimiento en refrigerante de la mezcla binaria. Dicho enriquecimiento es de carácter exotérmico.
5. **Válvula:** Este componente básicamente reduce la presión del fluido.
6. **Bomba:** Este dispositivo permite llevar la solución binaria líquida de la presión de baja a la presión de alta.

Estos dispositivos son los mínimos requeridos para diseñar un sistema de absorción, sin embargo actualmente se han añadido nuevos componentes al sistema que permiten mejorar su rendimiento. A continuación se presentan las tres configuraciones básicas del sistema y las cuales son consideradas como la base de todas las demás variantes existentes del mismo ciclo.

2.5.1 Ciclo de simple efecto

- I. El ciclo inicia en el generador, que es aquel dispositivo que contiene el par de trabajo. Se pone en funcionamiento gracias al aporte de energía térmica y se produce la evaporación de parte del fluido frigorífico contenido en mezcla refrigerante (punto 7). En este punto el vapor de refrigerante es prácticamente puro.
- II. El vapor del refrigerante se dirige al condensador, mientras que la solución ahora pobre en refrigerante se dirige por diferencia de presiones al absorbedor (punto 4). Como se mencionó anteriormente en las características del absorbente, este no debe ser es muy volátil, por lo que debe evitarse el arrastre de gotas del mismo en el proceso de evaporación, mediante un proceso de rectificación.
- III. Posteriormente el vapor del refrigerante llega al condensador, en él cede su calor latente y se condensa (punto 8). En este punto se obtiene un caudal de refrigerante a alta presión.

- IV. Después de abandonar el condensador, el refrigerante ya en fase líquida se dirige al evaporador, pero previamente debe pasar por la válvula de expansión para reducir su presión lo necesario para que se produzca el cambio de fase en el evaporador a la temperatura correcta (punto 9). Así mismo esta expansión tiene como objetivo vaporizar parcialmente el refrigerante, por lo cual a la salida de la válvula coexisten las fases, líquida y vapor.
- V. Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador, donde cambia de fase tomando la energía del lugar a refrigerarse, produciéndose así el efecto frigorífico deseado. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador y porque además se podría producir cristalización de la sal de bromuro de litio en el caso de la mezcla H_2O -LiBr. En el caso de $NH_3 - H_2O$, el arrastre de absorbente implicaría la formación de hielo en la válvula de expansión y en el evaporador, así como el posible bloqueo del sistema de tuberías.

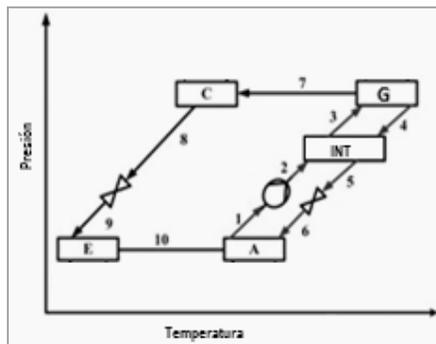


Figura 2.2 Sistema de absorción de simple efecto

- VI. Una vez abandonado el evaporador (punto 10), el refrigerante se dirige hacia el absorbedor para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante y la solución pobre en refrigerante que proviene del generador. Debido a la afinidad que tiene ambas sustancias (el absorbente y el refrigerante) se solubilizan, volviendo a las condiciones iniciales, es decir ahora la solución está concentrada (rica en refrigerante). Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario desechar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se retrase el proceso de mezcla.
- VII. Una vez que se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de impulsarla al generador, pero al mismo tiempo se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (punto 2).
- VIII. Por último, antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor donde entra en contacto indirecto, con la solución pobre en refrigerante que proviene del generador y que se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya. Esta transferencia de calor mediante precalentamiento es muy importante pues se consigue disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor ya que al ingresar en él la corriente de solución pobre en refrigerante a

menor temperatura hay que rechazar menos energía y simultáneamente se disminuye el aporte energético necesario ya que la solución inicial ingresa en el generador a mayor temperatura (punto 3).

2.5.2 Ciclo de doble efecto

El sistema dual o de doble efecto, se fundamenta en el sistema de simple efecto, siendo sus restricciones la necesidad de encontrar una fuente de energía residual que logre impulsar el ciclo, así como la necesidad de utilizar materiales que trabajen sin ningún problema a las temperaturas de activación, pues este sistema se maneja a temperaturas más altas que el sistema convencional de simple efecto. Las posibilidades de configuraciones multietapa podrían ser tan abundantes como las de las máquinas de compresión, sin embargo las limitaciones generadas por la presión y temperatura ocasionan que solo el sistema de doble efecto sea el actualmente utilizado y que el sistema de triple efecto sea estudiado y perfeccionado para poder ser utilizado a la postre.

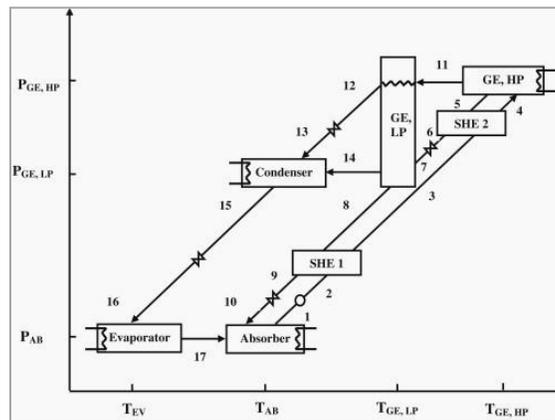


Figura 2.3 Sistema de absorción de doble efecto

El ciclo de doble efecto es utilizado para mejorar el desempeño del sistema de refrigeración por absorción. Este tipo de sistemas conllevan un incremento notable en la temperatura de activación así como de la presión. Se utiliza comúnmente para la mezcla de trabajo $H_2O - LiBr$, debido a que las presiones a las que se trabaja son más bajas en comparación con el sistema $NH_3 - H_2O$. En los ciclos de doble efecto, la temperatura del generador está entre los 140 y 180 °C, mientras que en los de simple efecto comúnmente está por encima de los 100 °C. Este incremento de temperatura aumenta el COP del sistema dual, pues mientras que para un sistema de simple efecto el COP es menor a 0.8, para los ciclo de doble efecto el COP¹³ esta dentro del rango de 1- 1.35.

¹³ Para información especializada referente al rendimiento de estos sistemas consúltese la siguiente dirección <http://www.yazaki-airconditioning.com>

Básicamente se añade un generador-condensador y un intercambiador de calor solución-solución al ciclo de simple efecto. El funcionamiento del ciclo de doble efecto es similar al de simple efecto, la diferencia se da en el aumento de las corrientes en el sistema. A continuación se resume el funcionamiento del sistema.

- I. Análogamente al ciclo de simple efecto, el sistema de doble efecto inicia en un generador alta presión (GE, HP). La mezcla de refrigerante-absorbente se calienta hasta producirse la evaporación del refrigerante obteniéndose la solución a la cual se le denominara solución intermedia (punto 11)
- II. El vapor de refrigerante se dirige al generador de baja presión (GE, LP). Mientras que la solución intermedia pasa por el intercambiador de alta temperatura antes de pasar al generador de baja temperatura (punto 5). Este intercambiador promueve la transferencia de calor de la solución intermedia con la solución proveniente del absorbedor (punto 4), con el propósito de disminuir las necesidades energéticas en el generador de alta presión.
- III. En el segundo generador o también llamado generador de baja presión, el vapor de refrigerante procedente del generador de alta temperatura hace contacto indirecto con la solución concentrada y le cede energía, condensándose y haciendo que se evapore más refrigerante en el segundo generador. Es necesario señalar que la solución concentrada es la mezcla de la solución original en el generador de baja temperatura, más, la solución intermedia originalmente procedente del generador de alta temperatura y que previamente había pasado por el intercambiador de alta temperatura y por un proceso de estrangulación (punto 7).
- IV. El segundo generador también da paso a la generación de una solución líquida pobre en refrigerante (punto 8) que se dirige al absorbedor pasando primeramente por el intercambiador de baja (punto 9). y posteriormente por una válvula de estrangulación (punto 10).
- V. El vapor de refrigerante producido en el generador de alta temperatura se manda al condensador (punto 12), donde se licua y se almacena en el fondo. De la misma manera, el refrigerante que se ha condensado en el generador de baja temperatura es enviado al condensador donde se mezcla directamente con el refrigerante licuado (punto 14).
- VI. La mezcla da lugar a una corriente única de refrigerante que se envía al evaporador (punto 15), no sin antes pasar por una válvula de expansión que tiene como fin disminuir la presión a la presión de trabajo del evaporador (punto 16). Una vez que la corriente ha llegado al evaporador, se dispersa sobre los tubos de transferencia y se evapora, originando el efecto frigorífico, tal y como sucede en el sistema de simple efecto.
- VII. El refrigerante vaporizado se dirige ahora hacia el absorbedor (punto 17), donde es atraído por la solución concentrada, produciéndose el efecto de solubilización del refrigerante en dicha solución.

VIII. Después de abandonar el absorbedor, la solución diluida atraviesa primero el intercambiador de baja temperatura (punto 2) y posteriormente el de alta temperatura (punto 3), elevando su temperatura al pasar por cada uno de ellos, es decir precalentándose antes de llegar al generador de alta temperatura (punto 4), donde originalmente inicia el ciclo.

La necesidad de utilizar intercambiadores de calor en el ciclo de doble efecto tiene como fin, disminuir el sistema de refrigeración en el absorbedor, así como recuperar el calor del proceso para precalentar la solución diluida que ha de entrar al generador de alta temperatura, pues de lo contrario se necesitaría más potencia calorífica para poner en funcionamiento el sistema, lo cual afectaría negativamente el COP del ciclo.

2.5.3 Ciclo GAX

Este ciclo representa una mejora al ciclo de simple efecto. En él se trata de aprovechar el calor de la reacción exotérmica del absorbedor (cuando la temperatura del absorbedor es lo suficientemente alta) y redirigirla al generador, esto con la finalidad de disminuir la necesidad de aporte energético exterior y mejorar el rendimiento del ciclo.

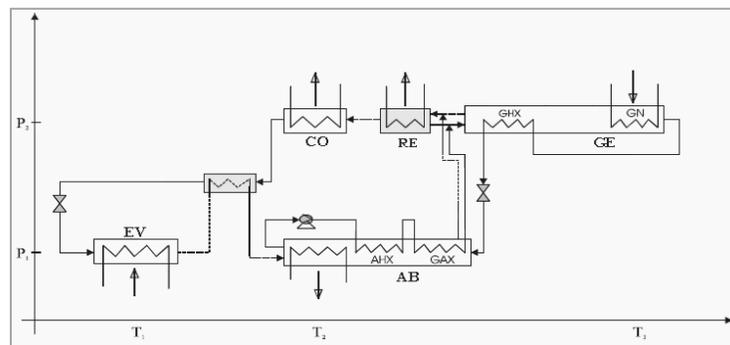


Figura 2.4 Sistema de absorción GAX

El ciclo es casi igual que el ciclo de simple efecto, siendo la inclusión de un preenfriador, un sistema avanzado de generación-rectificación y una columna ampliada de desorción. La variación entre dichos sistema estriba en el sistema avanzado de reaprovechamiento energético. En este sentido se tiene que la mezcla de trabajo (de alta temperatura, bajo contenido en NH_3 y en fase líquida) que sale del generador es reenviada a la parte superior de la misma columna del generador a fin de transferir calor al vapor de amoníaco y disminuir su temperatura antes de ingresar al absorbedor. Cabe señalar que dicha interacción es de carácter indirecto

Después de realizarse la transferencia de energía, la mezcla se somete a un proceso de estrangulamiento para disminuir su presión a la presión de trabajo del evaporador y posteriormente ingresa a la columna de absorción. En la columna de absorción se genera la mezcla de trabajo (de media temperatura, medio contenido en NH_3 , en fase líquida pero con condiciones muy cercanas a la saturación) que es bombeada al sistema generador-rectificador, precalentándose primeramente al tener contacto indirecto con la misma columna de absorción, conformada por la sección media (AHX) y por la sección alta (GAX).

El recorrido del refrigerante de alta pureza que sale de la torre de destilación (generador-rectificador) sigue el mismo camino que en el sistema de simple efecto. La única diferencia es la interacción a contracorriente que se da en el preenfriador. Dicho dispositivo tiene como fin descender la temperatura del amoníaco líquido proveniente del condensador y aumentar la temperatura del amoníaco vaporizado procedente del evaporador. El uso del preenfriador favorece el aprovechamiento energético se ve reflejado en el aumento del COP como se verá más adelante.

Actualmente existen una gran cantidad de variantes del ciclo de absorción, basadas fundamentalmente en las tres configuraciones esenciales mostradas anteriormente. La investigación actual de los sistemas de absorción está encaminada a optimizar la energía del ciclo, mediante el uso de intercambiadores de calor, mejoras al sistema de absorción, o bien mediante el uso de compresores. Si bien diversos autores muestran que las mejoras que se realizan al ciclo aumentan el rendimiento del mismo, dichas configuraciones están disponibles únicamente para el sistema de absorción de Bromuro de Litio-Agua y por ende a sistemas de climatización y no para aplicaciones de frío industrial¹⁴. Solo algunos ciclos por absorción amoníaco-agua son aplicables a la refrigeración, entre ellos el ciclo Branched GAX, el VX GAX y el sistema de simple efecto¹⁵. Sin embargo la diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador (que para el caso industrial es amplia) originan que **el rendimiento de los ciclos Branched GAX y VX GAX disminuya considerablemente aproximándose bastante al rendimiento de un ciclo de simple efecto.**

Este último argumento determinó el desarrollo de esta tesis, pues **en adelante se buscará apreciar las mejoras al ciclo de simple efecto mediante la implementación de un preenfriador y analizar los efectos que proporciona este elemento al COP de ciclo.**

¹⁴ C.P. Jawahar, R. Saravanan. Generator absorber heat exchange based absorption cycle—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010 -Elsevier.

¹⁵ Vásquez Limón Nicolás, Best y Brown Roberto. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. Applied thermal engineering, 2002 - Elsevier

Capítulo 3

Análisis termodinámico del ciclo de absorción

En el capítulo anterior se estableció que existen tres configuraciones básicas del sistema de absorción, de las cuales se han generado diversas variantes al ciclo, ejemplo de ello son: el ciclo de absorción dual, el de triple efecto, el ciclo VX GAX, Branched GAX, Poly-branched GAX, el ciclo hibrid-GAX (que hace uso de compresores). Sin embargo para aplicaciones de refrigeración industrial se ha estimado que el COP de estos ciclos es muy similar al ciclo de simple efecto, razón por la cual no se ha admitido el análisis de dichas variantes, primeramente porque no aumentarían significativamente el COP de ciclo y en segundo lugar porque se haría necesario el uso de dispositivos más avanzados y por ende más costosos. Cabe mencionar que los estudios referentes a los sistemas mencionados anteriormente son principalmente teóricos por lo que aún se encuentran en fase de desarrollo.¹⁶

Sin embargo el hecho de que el sistema de refrigeración por absorción sea utilizado más bien para aplicaciones de climatización (donde presenta mayores COP debido a que la diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador es pequeña), ello no implica que no pueda ser usado para fines industriales. Como se verá más adelante el solo hecho de introducir un preenfriador genera mejoras importantes al ciclo de absorción. El uso de este dispositivo no fue concebido al inicio de los sistemas de absorción, no obstante actualmente se considera como una aportación interesante al sistema de absorción debido al reaprovechamiento energético que su uso implica. Dicho sistema se denomina ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo y a continuación se muestra su análisis energético.

3.1 Ciclo termodinámico de absorción de simple efecto regenerativo

El ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo es una variación al sistema convencional, la única diferencia radica en la inclusión de un intercambiador de calor (preenfriador) entre el evaporador y el absorbedor no realizando alguna otra modificación sobre los demás dispositivos. Sin embargo por sencilla que parezca la adición de este componente la mejora en el rendimiento del sistema es sustancial y no implica mayor complejidad tecnológica.

¹⁶ C.P. Jawahar, R. Saravanan. Generator absorber heat exchange based absorption cycle—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2010 -Elsevier.

El uso del preenfriador sugiere mayores rendimientos energéticos sobre el sistema debido al reaprovechamiento energético generado, pues por un lado este componente posibilitaría la ampliación de la capacidad frigorífica del sistema y por otro lado se lograría disminuir el flujo másico que necesita el evaporador para poder generar la carga frigorífica deseada. Ambos efectos reducirían la cantidad de energía suministrada al generador y al sistema de bombeo.

El efecto del preenfriador se muestra en la Figura 3.1. Este diagrama corresponde únicamente a la corriente de refrigerante puro del sistema de absorción.

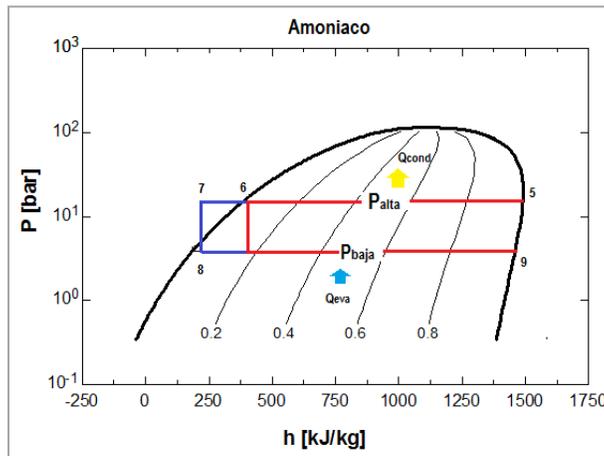


Figura 3.1 Diagrama P-H (Amoníaco puro).

En este diagrama se visualiza el aumento en la capacidad frigorífica del sistema de absorción de simple efecto regenerativo (líneas rojas + azules) respecto al sistema de absorción básico sin regeneración (únicamente líneas rojas). Nótese que al subenfriar el refrigerante en la zona de alta presión y posteriormente estrangularlo isoentálpicamente, se genera que el fluido antes de entrar al evaporador se encuentre a una calidad muy baja, mayoritariamente en fase líquida, por lo que al evaporarse, éste conseguirá extraer mayor cantidad de energía del espacio refrigerado.

3.2 Análisis energético del ciclo de absorción de simple efecto regenerativo

En la figura 3.2 se esquematiza el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo $NH_3 - H_2O$. Como se puede apreciar el ciclo opera con un fluido de trabajo que transporta el calor de un sumidero a baja temperatura a un reservorio de alta temperatura, esto con la adición de trabajo sobre el sistema claro está.

A diferencia de un ciclo de compresión de vapor en el que el fluido de trabajo es una sustancia pura, en el sistema de absorción se utiliza una mezcla binaria (en algunos puntos bifásica) a diferentes concentraciones, razón por la cual el análisis energético es más complejo, pues de acuerdo con el postulado de estado para una sustancia pura compresible simple, se requieren de dos propiedades termodinámicas para definir las demás. Sin embargo en el ciclo de absorción, al trabajar con una mezcla binaria requiere de al menos tres propiedades para poder determinar el estado termodinámico.

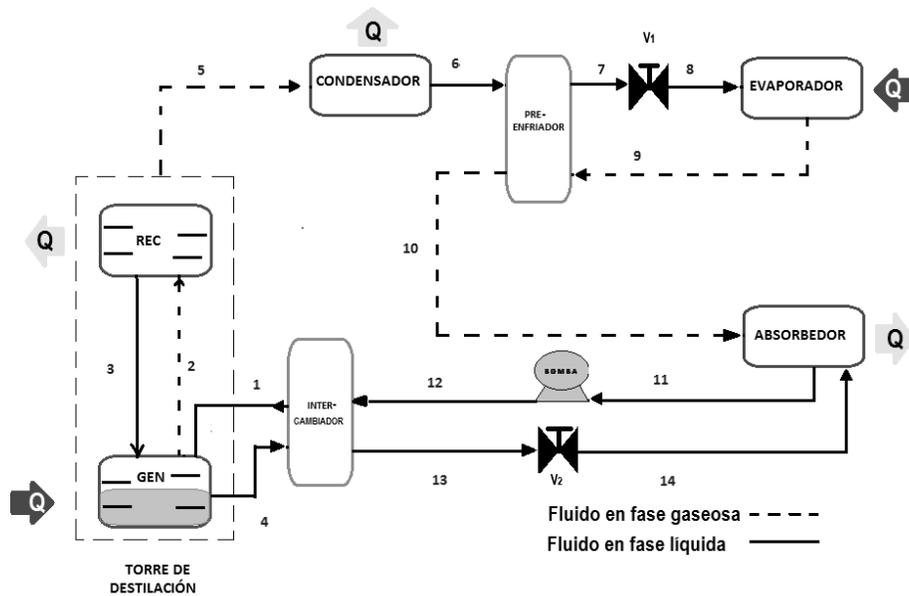


Figura 3.2 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo $NH_3 - H_2O$.

El manejo de estas tres propiedades dificulta el análisis energético debido a la existencia de pocas fuentes bibliográficas respecto a la mezcla binaria $NH_3 - H_2O$. Por un lado se encuentran los diagramas de equilibrio vapor Merkel-Bosnjacovi que relaciona la entalpia vs concentración, así como los diagramas de equilibrio temperatura-concentración (T-x) y Presión-temperatura-concentración (P-T-x)¹⁷. Estos diagramas se desarrollaron para estudiar el comportamiento de la mezcla y proporcionar las propiedades termodinámicas de la misma.

No obstante, la desventaja al analizar el sistema de absorción con estos diagramas estriba en el hecho de que las curvas de saturación están dadas a presiones de trabajo y temperaturas comunes. Así mismo estos diagramas implican la utilización de un método gráfico para determinar el valor de las propiedades termodinámicas tales como: la temperatura, concentración y/o la entalpia. Es necesario señalar que la imprecisión inherente al método gráfico, especialmente en el cálculo de la entalpia afectaría seriamente el

¹⁷ Los diagramas H-x, T-x, pueden consultarse en el Anexo A incluido al final de la presente tesis.

análisis del ciclo, es por ello que se necesita de herramientas más precisas para el cálculo de las propiedades termodinámicas de la mezcla $NH_3 - H_2O$ a fin de obtener resultados con menor grado de error.

En la búsqueda de la bibliografía referente a las propiedades de la mezcla $NH_3 - H_2O$ se logró determinar que el software EES (Engineering Equation Solver) representa una herramienta de programación conveniente, esto debido a la gran cantidad de subrutinas y correlaciones con las que cuenta que permiten al usuario acceder a las propiedades termodinámicas de diferentes sustancias (incluyendo la mezcla amoníaco -agua) de una manera más rápida y exacta. Así mismo el programa proporciona facilidades para el cálculo de sistemas de ecuaciones lineales, no lineales y diferenciales. La implementación del programa EES se justifica entonces y se dice además, que su uso en esta tesis es fundamental debido a que permite generar un modelo termodinámico en estado estable que simula el comportamiento del ciclo de refrigeración por absorción regenerativo a diferentes condiciones de diseño.

Antes de iniciar con el análisis energético es preciso señalar que el programa EES proporciona las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua en la subrutina "NH3H2O" mostrando la siguiente configuración:

Call NH3H2O (Code, In1, In2, In3: T, P, x, h, s, u, v, Qu)

Esta subrutina exige 4 parámetros de entrada (a la izquierda de los dos puntos) para poder calcular las 4 variables restantes de salida (a la derecha de los dos puntos). El ingreso de los datos debe ser en el SI con la $T = [K]$, $P = [\text{bar}]$, $h = [\text{kJ/kg}]$, $s = [\text{kJ/kg-K}]$, $u = [\text{kJ/kg}]$ y $v = [m^3/\text{kg}]$. Para el caso de la fracción másica de amoníaco "x", esta debe encontrarse entre 0 y 1, mientras que para la calidad se asumirá que $Qu=0$ y $Qu=1$ se utilizará para los estados de saturación. $Qu=-0.01$ indicará estado de subenfriamiento y $Qu=1.01$ indicará estado de sobrecalentamiento.

El código pedido por la subrutina es un número de 3 cifras que indica cuál de las propiedades son parámetros de entrada, por ejemplo el código 123 implica que los valores de las propiedades 1, 2 y 3 serán declaradas y reemplazadas en lugar de In1, In2 y In 3. Para este caso específico en el que el código es 123, las propiedades a introducir son temperatura (T), presión (P) y la fracción másica de amoníaco o concentración (x) respectivamente. Esta subrutina solo acepta los códigos siguientes 123, 128, 137, 138, 148, 158, 168, 178, 234, 235, 238, 248, 258, 268, y 278.

Una vez justificado el uso del programa EES y comprendido la manera en la que se han de obtener las propiedades termodinámicas de la mezcla, es preciso iniciar con el análisis energético.

Primeramente se requiere estudiar dos dispositivos fundamentales en el ciclo: el evaporador y el condensador. Estos dispositivos son vitales porque a través de ellos es posible obtener las presiones de trabajo del sistema una vez que se han determinado las temperaturas de operación. En el sistema de absorción se considera que ambas presiones de trabajo son constantes (esto para simplificar los cálculos correspondientes a cada estado termodinámico).

Además es necesario destacar que existen leves caídas de presión debido a la fricción tanto en tuberías como en intercambiadores de calor, sin embargo el análisis que contemple la variabilidad en la presión queda fuera del alcance de esta tesis debido a que dichas pérdidas dependerán de dos cosas; por un lado el tamaño de la instalación a la que se vaya a implementar el sistema de absorción, así como al tipo de intercambiadores usados para el reaprovechamiento energético.

A continuación se analizará cada uno de los componentes del ciclo y se explicara brevemente su funcionamiento; así como el procedimiento realizado para la obtención de los estados termodinámicos correspondientes a las corrientes de entrada y salida en cada equipo. Cabe añadir que las temperaturas de diseño de cada uno de los componentes del sistema corresponden a temperaturas de operación usualmente establecidas en la literatura especializada en el análisis de estos sistemas¹⁸.

3.2.1 Evaporador

En este dispositivo el refrigerante cambio de fase mediante su evaporación a baja presión, esto debido a la transferencia de calor entre el refrigerante y el recinto frigorífico. La energía necesaria para llevar a cabo este proceso es la capacidad frigorífica del sistema que para este caso es de 3.517 KW (una tonelada de refrigeración). El proceso es isotérmico e isobárico.

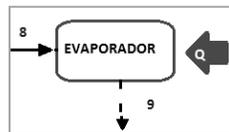


Figura 3.3 Evaporador

Para calcular las propiedades termodinámicas del refrigerante correspondientes al flujo que abandona el evaporador (estado 9) se considera que el vapor de amoníaco (con pureza del 100%) se encuentra a condiciones de saturación a la temperatura de diseño de -10°C . En base a esta suposición, es posible obtener las siguientes propiedades: entalpía, entropía, energía interna, volumen específico y presión. Esta

¹⁸ Llopis. R.; Cabello R.; Sánchez. D.; Torella. E. "Problemas resueltos de producción de frío y sicometría. Tablas y diagramas". A. Madrid Vicente Ediciones. Primera edición 2010. Impreso en España.
Pilatosky, I.F., Best, R.W., Gutiérrez, F.M., Hernández, J.I.G. "Métodos de Producción de Frío", UNAM. Primera edición 1993.

última propiedad es muy importante pues será la presión de baja del sistema y bajo la cual ha de funcionar también el absorbedor.

Los balances de materia y energía¹⁹ en este dispositivo se formulan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 m_8 &= m_9 & Q_{evaporador} &= 3.517 \text{ KW} \\
 m_8 x_8 &= m_9 x_9 & Q_{evaporador} &= m_9 (h_9 - h_8)
 \end{aligned}$$

Como se aprecia en el balance anterior, una vez que se han obtenido las propiedades termodinámicas a la entrada y a la salida de este componente, y mediante la potencia frigorífica de diseño es posible encontrar el flujo principal del ciclo (m_9). Este flujo es importante pues es el que ajustará a las necesidades del recinto a refrigerar.

3.2.2 Condensador.

En este dispositivo se genera el cambio de fase del refrigerante a presión y temperatura constante. Cabe señalar que el refrigerante es generado y purificado en la torre de destilación saliendo de esta como vapor saturado e ingresando al condensador a las mismas condiciones. Posteriormente mediante la transferencia de calor entre el condensador y el agente de enfriamiento, es que logra que el fluido cambie de fase, licuándose y abandonando el dispositivo como líquido saturado.

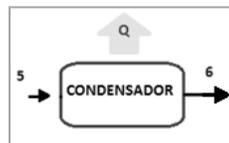


Figura 3.4 Condensador

Para calcular los estados termodinámicos 5 y 6 además de considerarse estados de saturación, se supone una temperatura de diseño de 40°C y una concentración de amoníaco en la mezcla del 100 %. Con estos tres datos es posible obtener la presión. Esta propiedad es muy importante pues será la presión de alta del sistema y bajo la cual funcionaran además del condensador, el generador, el rectificador y el intercambiador de calor.

¹⁹Nota: Se muestra como ejemplo el balance energético en el evaporador, los balances de los demás componentes se generan similarmente. Para mayor información consúltese el Anexo B.

3.2.3 Absorbedor

En este dispositivo ocurre la transferencia simultánea de calor y masa, la cual permite que el vapor de amoníaco proveniente del evaporador sea incorporado a la solución líquida (con bajo contenido en NH_3) procedente del generador, a fin de generar una solución enriquecida en NH_3 y proceder a su reutilización. Este proceso es inverso a la destilación y debido a las características propias de la absorción es de carácter exotérmico.

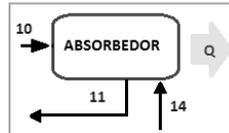


Figura 3.5 Absorbedor

En el diagrama anterior se muestra el ingreso del vapor de amoníaco por el flujo 10, procedente del evaporador, mientras que por el flujo 14 se suministra la solución diluida proveniente del generador, dicha interacción entre los flujos es directa a fin de potencializar la solución en la medida de lo físicamente posible. El resultado de la absorción produce una corriente enriquecida en NH_3 (flujo 11), la cual se encontraría como líquido saturado a la presión de baja del sistema y a la temperatura de diseño del absorbedor, que para este caso será de 40 °C.

El absorbedor es en realidad una torre de absorción cuya configuración puede ser de platos, de empaques o bien de aspersion. La configuración más común de esta torre es la de empaques. En este tipo de torres el vapor y el líquido tienen contacto a contracorriente, pues normalmente el líquido fluye verticalmente desde la parte superior de la columna mientras que el vapor fluye de manera opuesta. Así mismo los empaques de los que está conformada la torre permiten que tener una mayor área de contacto entre los dos fluidos.

Generalmente las columnas de absorción están diseñadas de forma que la caída de presión sea mínima, por lo cual para el análisis del ciclo se considera que el absorbedor opera a presión constante. Cabe señalar que este dispositivo en cualquiera que sea su configuración ha de necesitar de un intercambiador de calor interno a fin de que sea posible el rechazo de calor así como para que el proceso se genere a las condiciones de diseño especificadas.

3.2.4 Torre de destilación.

En este dispositivo se favorece la separación del amoníaco de la mezcla binaria, además de realizar el proceso de purificación del refrigerante. Las torres de destilación más usuales son las torres de: campanas de burbujeo, empacadas y de platos perforados²⁰. Aunque cada torre tiene componentes internos diferentes, en su configuración física todas constan de 3 zonas principales: la sección de generación, de alimentación y de rectificado.

Para el sistema propuesto el análisis de la torre de destilación se realizará mediante una simplificación en su operación, dividiendo el dispositivo en dos secciones, la zona de alimentación-generación y la zona de rectificación (véase figura 3.6). Los dispositivos correspondientes son por lo tanto el generador y el rectificador, los cuales son analizados de manera separada sin embargo ambos son dependientes y en su disposición física ambos forman parte de la misma torre de destilación que dicho sea de paso funciona a presión constante.

Para obtener el valor de los estados termodinámicos involucrados en la torre de destilación es necesario analizar primeramente los flujos que intervienen en el generador. Del flujo 1 se sabe que este es llevado a la presión de alta del sistema mediante una bomba, así mismo se puede decir que su concentración en NH_3 está determinada por el proceso de absorción y que su temperatura al ingresar al generador dependerá de la eficacia del intercambiador de calor.

Idealmente la solución líquida ingresaría a condiciones muy cercanas a la saturación (estado 1) y a una temperatura por debajo de la temperatura de generación, de tal manera que al ingresar a la torre de destilación se inicie con la evaporación de los componentes más volátiles de la solución debido a la interacción con los vapores que están mayor temperatura y que fueron producidos en el generador. De este modo, la solución fluirá a través de la torre de destilación favoreciendo el intercambio de materia y energía en cada plato de la torre debido al precalentamiento- evaporación de la solución líquida y al enriquecimiento- enfriamiento de los vapores ascendentes producidos en el generador.

²⁰Para el sistema aquí propuesto se utilizara la configuración de platos perforados. Para mayor información respecto al funcionamiento de las torres de destilación consúltese el Anexo C.

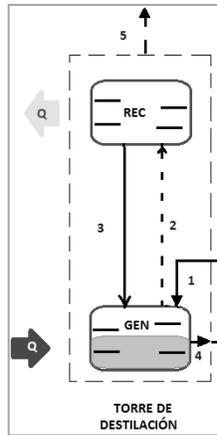


Figura 3.6) Esquema simplificado de la torre de destilación

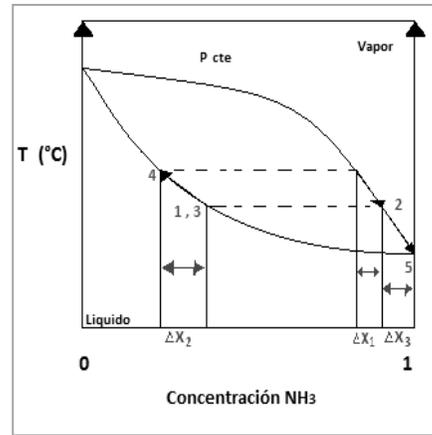


Figura 3.7) Diagrama T—x (Temperatura-concentración de la solución, kg NH₃/kg solución)²¹

Cabe destacar que los vapores producidos se encontrarán en condiciones de equilibrio como vapor saturado con bajo porcentaje en H_2O (estado 2). Por su parte los componentes más pesados de la solución que no lograron evaporarse abandonan el generador (flujo 4) como líquido saturado a la temperatura de la fuente calorífica que por condiciones de diseño se ha fijado en 120°C . Por último las propiedades del flujo 3 se pueden calcular si se considera que en cada plato existe el equilibrio molar.

Se asume que el flujo enriquecido ya en la zona de alimentación se encontrará como líquido saturado (flujo 1), mientras que el vapor generado en la misma zona (flujo 2), se hallara como vapor saturado, por lo cual ambos fluidos necesariamente tendrán la misma temperatura. Por su parte el reflujo que se mezcla también en la zona de alimentación (flujo 3), se considera que ha tenido ya contacto íntimo con los vapores que abandonan el plato de alimentación y por lo cual es razonable suponer que se encuentra a la misma temperatura que el vapor y el líquido saturado que interaccionan en la misma zona. En base a esta consideración, suponiendo condiciones de saturación del reflujo y recordando que la torre de destilación funciona a presión constante, es posible determinar las propiedades termodinámicas del estado 3.

Cabe añadir que mediante el balance energético de este equipo es posible obtener la potencia térmica de activación con la que ha de hacer funcionar el sistema.

Por otra parte en la parte superior de la torre de destilación se procede a aumentar la pureza del refrigerante mediante el uso del rectificador (intercambiador de calor²² que retira el calor del vapor casi puro), el cual

²¹ Que muestra el enriquecimiento (ΔX_1) de la mezcla binaria en fase vapor, el empobrecimiento (ΔX_2) de la mezcla binaria en fase líquida y el proceso de purificación (ΔX_3) de la mezcla binaria en fase vapor

condensará solamente los componentes más pesados de la mezcla gaseosa. Este líquido condensado (flujo 3) al que se le ha denominado reflujo²³ escurrirá a través de la torre. La generación del reflujo es muy importante pues este fluido líquido permitirá que enriquecer el vapor de amoníaco, ya que en su descenso irá perdiendo y ganando trazas de NH_3 y H_2O respectivamente, debido al intercambio de calor y masa producido en cada plato de la torre.

Para conocer las propiedades involucradas en el análisis del rectificador se establece que en el estado 5 se ha obtenido vapor saturado NH_3 cuya pureza es del 100%. Cabe recordar que la presión de la torre (presión de alta) es constante e involucra a los estados termodinámicos 1, 2, 3, 4 y 5.

Por su parte el estado 2 determinado a partir del análisis del generador, permite establecer una relación entre las concentraciones de los flujos 2 y 5 en términos del porcentaje másico en H_2O , con la finalidad de obtener la cantidad de reflujo que entra al generador, así como el calor cedido por este equipo al agua de refrigeración. .

Como se mencionó la torre de destilación ha sido dividida en dos secciones principales, por un lado la sección de generación donde se produce el empobrecimiento de la solución suministrada en la zona de alimentación y por otro lado la sección de rectificación donde mediante la interacción entre el reflujo y los vapores ascendentes es posible purificar el vapor de amoníaco. Sin embargo en un enfoque global tanto el generador como el rectificador se relacionan mediante el siguiente balance másico:

$$m_1 - m_4 - m_5 = 0$$

$$m_1 x_1 - m_4 x_4 - m_5 x_5 = 0$$

Si se propone una masa unitaria de refrigerante (m_5) y tomando en cuenta que el refrigerante a la salida de la torre tiene una pureza del 100%, es posible entonces expresar los flujos másicos ahora en términos de concentraciones de la siguiente manera:

$$m_4 = \frac{1-x_1}{x_1-x_4} \quad m_1 = \frac{1-x_4}{x_1-x_4} \quad m_1 - m_4 = 1$$

Si se define la relación de circulación como la cantidad de solución que se produce en el generador por cada unidad de refrigerante que se libera en el mismo y la relación de flujo como la cantidad de solución

²² También llamado deflagmador.

²³ En la literatura especializada en operaciones unitarias, el reflujo en la torre de destilación puede ser producido interna o externamente. Para el sistema analizado el uso del deflagmador implica que el reflujo es generado simultáneamente al interior de la torre de destilación.

enriquecida necesaria para producir una unidad de vapor refrigerante y se sustituyen las ecuaciones anteriores se tiene que:

$$R_C = \frac{m_{empobrecida}}{m_{refrigerante}} = \frac{m_4}{m_5} \qquad R_F = \frac{m_{enriquecida}}{m_{refrigerante}} = \frac{m_1}{m_5}$$

$$\therefore R_C = \frac{1 - x_1}{x_1 - x_4} \qquad R_F = \frac{1 - x_4}{x_1 - x_4}$$

Dichas relaciones están ligadas por:

$$\frac{m_1}{m_5} = \frac{m_4 + m_5}{m_5} = \frac{m_4}{m_5} + 1$$

Es decir:

$$R_F = R_C + 1$$

Ambas relaciones permiten conocer información importante referente al ciclo, sin embargo para el posterior análisis paramétrico R_F cobra mayor importancia ya que está íntimamente relacionado con las necesidades de bombeo requeridas por el sistema.

Antes de continuar con el análisis del siguiente componente es necesario aclarar que hasta ahora se ha descrito brevemente el principio de funcionamiento y el análisis de la torre rectificación y del absorbedor, sin embargo el funcionamiento real es más complejo de lo aquí descrito por lo que el análisis químico y diseño tanto de la torre de destilación como del absorbedor queda lejos del alcance de esta tesis, en virtud de que el diseño de este tipo de dispositivos compete al área de ingeniería química.

3.2.5 Preenfriador.

Este dispositivo permite un mejor aprovechamiento energético dentro del ciclo pues se encarga de transferir el calor de la corriente líquida que sale del condensador y transferirla a la corriente gaseosa que sale del evaporador.

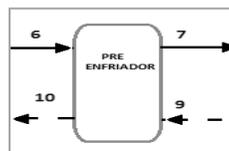


Figura 3.8 Preenfriador

Dicho contacto es a contra corriente, por lo cual el perfil de temperaturas que se espera es el siguiente:

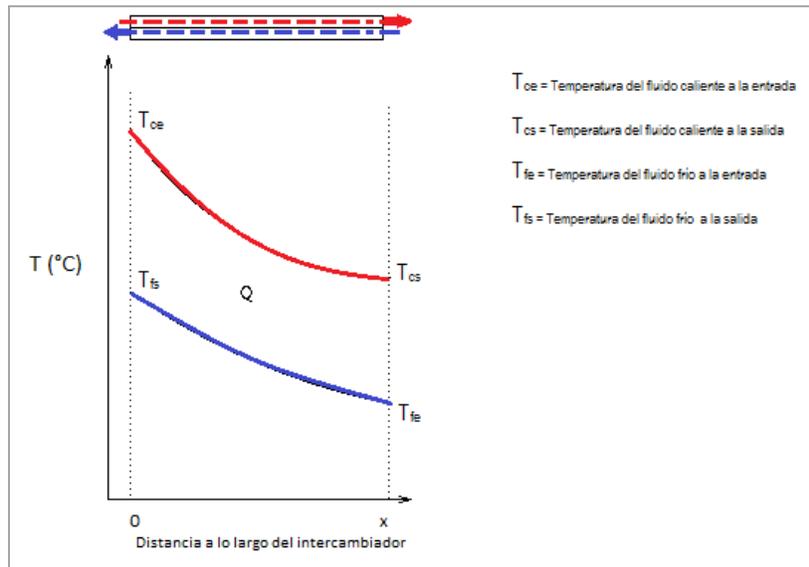


Figura 3.9 Perfil de temperaturas en intercambiadores de calor

Para la obtención de los estados termodinámicos 7 y 10 correspondientes a este dispositivo es necesario realizar un análisis interno en el intercambiador de calor. Para este análisis es necesario contemplar que por un lado se maneja amoníaco puro en fase líquida y por el otro lado amoníaco puro en fase vapor, por lo que es necesario incluir un análisis energético que tome en cuenta la variación del C_p de ambas corrientes, pues de lo contrario se incurriría en un grave error. Este análisis alternativamente se puede generar mediante el concepto de eficacia, es decir:

$$\epsilon = \frac{(h_{fs} - h_{fe})}{(h_{ce} - h_{cs})}$$

Que en términos de los estados correspondientes en el preenfriador se expresa como:

$$\epsilon = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_9 - h_{10})}$$

Sin embargo hasta este momento se ha obtenido información únicamente de los estados h_6 y h_9 y no se cuenta con la suficiente información para determinar los estados h_7 y h_{10} . No obstante, si se realiza un análisis local sobre cada una de las corrientes del preenfriador será posible cuantificar el calor real transferido. Así mismo, si se contempla una efectividad en la transferencia de calor del 90% y mediante un balance energético global (sobre el dispositivo) será posible determinar las entalpías reales de dichos puntos.

Con estas entalpías reales se procede a obtener las demás propiedades termodinámicas, tomando en cuenta de que se trata de amoníaco puro y que las corrientes de 6 a 7 y de 9 a 10 trabajan a sus respectivas presiones sin caída de presión alguna.

3.2.6 Válvulas de expansión

Este componente únicamente reduce la presión del fluido. El proceso se considera adiabático e isoentálpico. Generalmente a la entrada de la válvula el fluido entra subenfriado, sin embargo la reducción de la presión podría generar que a la salida el fluido emerja subenfriado o bifásico, esto dependerá de las condiciones de entrada.

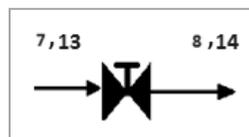


Figura 3.10 Válvula de expansión

La concentración y la entalpia del fluido es la misma antes y después del proceso de expansión, mientras que la presión antes de ingresar a la válvula se encuentra en la zona de alta y a la salida se posiciona en la zona de baja. Con estas tres consideraciones es posible encontrar las propiedades restantes mediante la subrutina de EES

3.2.7 Bomba

Este componente permite llevar el fluido proveniente del absorbedor y bombearlo a la zona de alimentación de la torre de destilación. La siguiente figura muestra el comportamiento de este dispositivo en el ciclo.

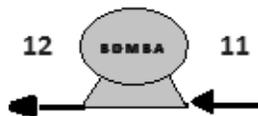


Figura 3.11 Bomba

Los flujos que intervienen en este dispositivo son los flujos 11 y 12. Las propiedades del flujo 11 se determinaron en el análisis del absorbedor, por lo cual solo se necesitan determinar las propiedades del flujo 12 correspondiente a la salida de la bomba, para ello únicamente se considera una eficiencia isentrópica de la bomba del 85%. Con el balance energético generado sobre este dispositivo es posible calcular la entalpia, y

junto con el valor numérico de la presión y la concentración se podrá determinar las demás propiedades de la mezcla en este punto.

3.2.8 Intercambiador de calor

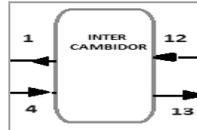


Figura 3.12 Intercambiador de calor

Este dispositivo permite aprovechar el calor de la corriente débil (que abandona el generador) mediante la transferencia de calor a la corriente enriquecida (que deja el absorbedor) que es impulsada por la bomba. Dicho intercambio de calor al igual que en el caso del preenfriador es a contra corriente y se calcula exactamente igual, pues pese a que en este análisis ambos fluidos son líquidos ha de recordarse que al tener diferente concentración en NH_3 poseen diferentes calores específicos.

3.3 Determinación de estados termodinámicos

En la sección anterior se describió el funcionamiento de cada uno de los equipos empleados en el sistema de absorción, en este punto se tiene la información suficiente para determinar los estados termodinámicos, no obstante a continuación se resumen las consideraciones propuestas y así mismo se presentan los resultados de los estados termodinámicos y flujos másicos generados a partir de la simulación en estado estable del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo.

Las consideraciones generales para el sistema son las siguientes:

1. El sistema es operado en condiciones de estado estable
2. Los cambios tanto de energía potencial como de energía cinética son despreciables
3. El refrigerante puede llegar a los estados de saturación tanto a la salida del condensador como a la salida del evaporador
4. Las mezclas están en equilibrio tanto a la salida del generador como a la salida del absorbedor a la temperatura de operación correspondiente a cada dispositivo.
5. Las pérdidas de presión debido a la fricción en los intercambiadores de calor y tuberías son pequeñas e insignificantes.

6. La eficiencia de los intercambiadores y bomba son de 0.9 y 0.85 respectivamente.
7. La temperatura de diseño en el evaporador es de -10 °C
8. La temperatura de diseño en el condensador y absorbedor es de 40 °C
9. La temperatura de diseño en el generador es de 120 °C
10. La energía de activación del sistema es mediante vapor de mediana entalpia.
11. El análisis de la torre de destilación se realiza simplificando su operación dividiendo el dispositivo en un generador y un rectificador.
12. El condensador, el rectificador, así como el absorbedor rechazan calor hacia el sistema de agua de refrigeración

Tabla 3.1 Estados termodinámicos del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo

Estado	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)	Energía Interna (kJ/kg)	Volumen especifico (m ³ /kg)	Calidad	Concentración (kg NH ₃ /kg mezcla)	Flujo másico (kg/s)
1	15.55	101.65	231.5	1.276	229.1	0.001514	0.002262	0.3988	0.02436
2	15.55	101.35	1514	4.807	1346	0.1081	1	0.9593	0.003221
3	15.55	101.35	227.2	1.265	225.2	0.001272	0	0.3987	0.0002181
4	15.55	120	333.3	1.509	331.4	0.001256	0	0.3143	0.02136
5	15.55	40	1293	4.17	1164	0.08325	1	1	0.003003
6	15.55	40	191	0.657	188.3	0.001733	0	1	0.003003
7	15.55	18.25	85.42	0.3077	82.89	0.001631	-0.001	1	0.003003
8	2.909	-9.95	85.42	0.3379	72.79	0.04344	0.1007	1	0.003003
9	2.909	-10	1257	4.768	1135	0.4178	1	1	0.003003
10	2.909	34.85	1362	5.138	1216	0.5024	1.001	1	0.003003
11	2.909	40	-50.37	0.4609	-50.71	0.001173	0	0.3988	0.02436
12	15.55	40.15	-48.62	0.4617	-50.45	0.001173	-0.001	0.3988	0.02436
13	15.55	48.35	13.89	0.6134	12.12	0.001143	-0.001	0.3143	0.02136
14	2.909	48.65	13.89	0.6179	13.56	0.001144	-0.001	0.3143	0.02136

3.4 Análisis exergético del ciclo de absorción de simple efecto regenerativo

El análisis energético presentado anteriormente es muy importante en los sistemas de refrigeración debido a que encarga de satisfacer los principios de conservación de materia y energía demandados por primera ley de la termodinámica. De la misma manera a partir de dicho análisis es posible obtener información que permite conocer entre varias cosas, las cargas térmicas involucradas, la energía consumida por algunos dispositivos, además de facilitar la obtención del coeficiente de desempeño (COP) del sistema.

Sin embargo el satisfacer la primera ley de la termodinámica no asegura que el proceso tenga lugar en la realidad, por ello se hace necesario de un análisis más detallado que brinde más información referente a los

procesos energéticos llevados a cabo, pues claro está, que desde una perspectiva ideal es posible determinar la cantidad de energía que se necesita para realizar tal o cual proceso, sin embargo es bien sabido mediante la segunda ley de la termodinámica, que los procesos ocurren en una cierta dirección y no en cualquiera y más aún, existen irreversibilidades inherentes a los cualquier fenómeno físico que implica cantidades de energía que naturalmente es imposible utilizar.

El estudio referente a la segunda ley de la termodinámica establece que el trabajo se puede convertir en calor de una manera directa y completa, sin embargo convertir el calor en trabajo de manera directa es imposible a no ser que se empleen dispositivos especiales llamados máquinas térmicas de Carnot.

Estas máquinas térmicas difieren bastante entre sí, pero en su sentido global se caracterizan por:

1. Recibir calor (Q_H) de una fuente a alta temperatura (T_H).
2. Convertir parte de ese calor en trabajo ($W_{\text{neto de salida}}$)
3. Desechar calor (Q_L) hacia un sumidero de baja temperatura (T_L)
4. Operar en ciclo reversible utilizando un fluido de trabajo.

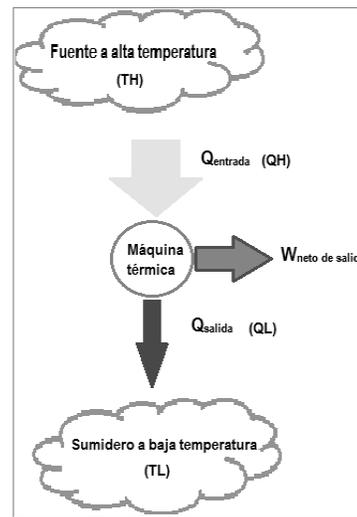


Figura 3.13 Máquina térmica de Carnot

Del estudio de la segunda ley de la termodinámica se sabe que el calor se trasfiere en la dirección de la temperatura decreciente, es decir desde medios de alta temperatura hacia los de baja temperatura y no al contrario. Este proceso de transferencia de calor ocurre siempre naturalmente, sin embargo el proceso inverso no puede ocurrir por sí solo, a no ser que se empleen dispositivos llamados refrigeradores, los cuales pueden invertir el proceso de transferencia de calor siempre y cuando se suministre potencia externa al sistema. Los refrigeradores operan en ciclo utilizando un fluido de trabajo llamado refrigerante y basa funcionamiento en el ciclo invertido de Carnot esto es:

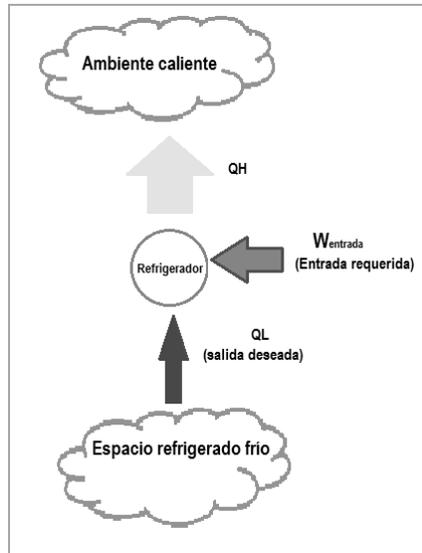


Figura 3.14 Refrigerador de Carnot

Cabe aclarar que las máquinas térmicas de Carnot pueden ser analizadas desde la perspectiva de la primera ley. De ese análisis energético es posible calcular la fracción de la entrada de calor que se convierte en trabajo neto, midiendo así el desempeño de dicha máquina. Esta relación es denominada eficiencia térmica y se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{termica} = \frac{W_{neto\ de\ salida}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

Como se mencionó anteriormente, solo una parte del calor es posible transformarse en trabajo, razón por lo cual el suministro de calor siempre será mayor que el trabajo de salida y por lo tanto la eficiencia térmica siempre será menor a 1.

Sin embargo esta eficiencia es una medida ideal del potencial real de la máquina, razón por lo cual es necesario analizar los procesos mediante el concepto de máquina térmica de Carnot (introducido por segunda ley) ya que de esta manera es posible obtener la eficiencia en términos de las temperaturas de operación de los reservorios de alta y baja temperatura y así conocer el verdadero potencial energético máximo que puede ofrecer una máquina térmica y comparar el desempeño respecto a este potencial real de la máquina y no sobre un potencial ideal sugerido por la primera ley. La eficiencia térmica de Carnot está dada por:

$$\eta_{termica\ CARNOT} = 1 - \frac{T_H}{T_L}$$

Cabe señalar que el concepto de eficiencia térmica es exclusivo para máquinas térmicas que operan bajo el ciclo de Carnot.

En el caso de los refrigeradores existe una medida propia del desempeño de estas máquinas, dicho parámetro se denomina COP (coeficiente de desempeño). Este coeficiente analizado por la primera ley se expresa como:

$$COP = \frac{\textit{Salida desada}}{\textit{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\textit{entrada}}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L}$$

Sin embargo este coeficiente al igual que en el caso anterior, es una medida ideal del potencial del refrigerador, por lo cual es necesario analizar el sistema como si se tratase de una máquina inversa de Carnot, ya que de esta manera es posible obtener el COP en términos de las temperaturas de operación de los reservorios de alta y baja temperatura y así conocer el potencial energético máximo teórico que puede ofrecer un refrigerador. EL COP de Carnot está dada por:

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Tanto la eficiencia como el COP de Carnot anteriormente son aplicables a sistemas básicos tales como, el ciclo Rankine y el ciclo de refrigeración por compresión de vapor respectivamente. Sin embargo el análisis de los sistemas de absorción no puede analizarse directamente bajo estos conceptos debido a que (como se explicó anteriormente) se trata de una máquina tritámica que opera simultáneamente con tres reservorios de temperatura. Como primer acercamiento el COP de estos sistemas puede considerarse como si se tratase de un refrigerador convencional, es decir:

$$COP = \frac{\textit{Salida desada}}{\textit{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\textit{entrada}}} = \frac{Q_{\textit{evaporador}}}{Q_{\textit{generador}} + W_{\textit{bomba}}}$$

Sin embargo para poder conocer el COP máximo del sistema de absorción como una máquina inversa de Carnot, se necesitará hacer uso de las siguientes consideraciones:

- El sistema de absorción es analizado como si se tratara de dos ciclos de Carnot: primeramente una máquina térmica reversible productora de potencia que trabaja entre la temperatura del generador y la temperatura del medio ambiente y una máquina inversa de Carnot reversible generadora de refrigeración que opera entre la temperatura del evaporador y la temperatura ambiente.²⁴
- Se supondrán constantes las temperaturas de operación, estas son: Temperatura del generador (T_H), Temperatura del ambiente (T_0), y la Temperatura del espacio refrigerado (T_L),

²⁴ Para una mejor comprensión de esta consideración obsérvese la figura 3.15

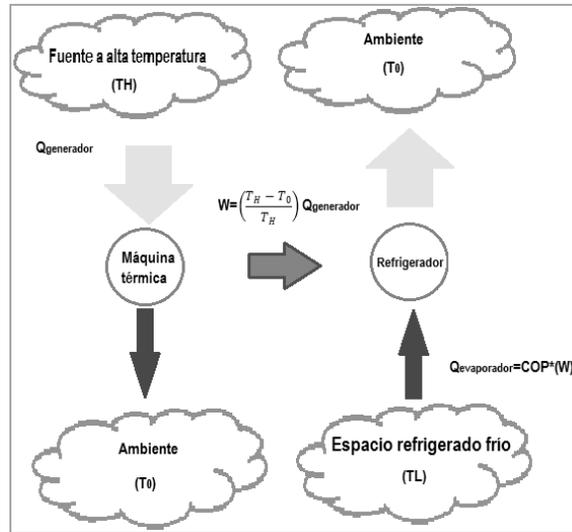


Figura 3.15 Sistema de absorción analizado simultáneamente como máquina térmica y refrigerador de Carnot.

De la máquina reversible productora de potencia se tiene que:

$$W = \eta_{\text{termica}}^{\text{CARNOT}} (Q_{\text{generador}})$$

Por su parte de la máquina frigorífica reversible se tiene que:

$$Q_{\text{evaporador}} = COP_{\text{CARNOT}} (W)$$

Formulando como un COP de primera ley y sustituyendo las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$COP_{\text{Absorción}}^{\text{CARNOT}} = \left(\frac{T_H - T_0}{T_H} \right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L} \right)$$

Este parámetro es muy importante para el análisis de esta tesis, debido a que proporciona el coeficiente de desempeño máximo que puede ofrecer el sistema cuando no existen irreversibilidades.

Hasta ahora el análisis de segunda ley ha proporcionado los límites máximos de operación de las máquinas térmicas de Carnot y los refrigeradores que operan bajo el ciclo invertido de Carnot, aún más, se ha aplicado estos criterios al análisis del sistema de refrigeración por absorción, todo esto a fin de calcular el máximo rendimiento del sistema. Sin embargo el análisis de segunda ley permite ir más allá mediante la comparación entre el COP energético (el cual inherentemente toma en cuenta las irreversibilidades del sistema) respecto al COP de Carnot (el cual considera al ciclo completamente reversible). Dicha comparación se denomina **eficiencia de segunda ley y permite apreciar de manera general y realista el desempeño de cualquier**

proceso. Esta eficiencia no es exclusiva de algún proceso y es completamente aplicable a cualquier dispositivo consumidor o productor de trabajo, así como para ciclos.

Para el caso de sistemas que operan bajo el ciclo de Carnot esta se fórmula de la siguiente manera:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{termica}}{\eta_{termica_{CARNOT}}}$$

Para el caso de sistemas que operan bajo el ciclo invertido de Carnot esta puede se puede formular de la siguiente manera:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{CARNOT}}$$

Esta relación sirve como medida de aproximación a la operación reversible, varía de 0 (condiciones de completa irreversibilidad) a 1 (en condiciones de completa reversibilidad). Este parámetro es importante pues permitirá conocer cuán distante se encuentra el ciclo de refrigeración por absorción real respecto al mismo ciclo a condiciones reversibles, ofreciendo un enfoque global respecto a las irreversibilidades del sistema. Sin embargo este coeficiente no proporciona mayor información respecto a las pérdidas energéticas en cada dispositivo. **Es por ello que se necesita de un estudio más profundo que permita conocer los procesos en donde se incrementa la generación de irreversibilidades. Este estudio compete al análisis exegético.**

El análisis exegético además de contabilizar puntualmente las irreversibilidades del sistema de refrigeración por absorción, también permitirá analizar el rendimiento del ciclo en términos exegéticos a fin de comprender con mayor exactitud el verdadero coeficiente de desempeño del sistema. Dicho análisis se fundamenta en el concepto de exergía o también llamada disponibilidad.

La exergía se define como una medida del trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados. Cabe señalar que es una propiedad que asocia al estado del sistema con el ambiente, es por ello que es necesario referenciar los cálculos a un estado muerto o estado de referencia.

Este estado se encuentra más allá de los alrededores inmediatos del sistema y sus propiedades no se ven afectadas por los procesos del mismo. Generalmente este estado se adecuará a las condiciones del ambiente, por lo cual se utilizará una temperatura (T_0) y una presión de referencia (P_0). Sin embargo con solo estos parámetros no es posible (al menos no para el presente análisis), generar el balance exegético debido a que como se vio en la sección 3.3, el circuito frigorífico consta de cuatro flujos diferentes, con propiedades termodinámicas particulares determinadas principalmente por la concentración en masa de amoníaco. Dichas corrientes son las siguientes:

1. Flujo 1: Corriente frigorífica con alta pureza en amoníaco, dicha corriente es la que se encarga de transportar el calor del sumidero a la fuente de media temperatura.
2. Flujo 2: Corriente líquida binaria con alto contenido en amoníaco, producida a partir del proceso de absorción
3. Flujo 3: Corriente líquida binaria con bajo contenido en amoníaco, producida a partir del proceso de destilación.
4. Flujo 4: Corriente binaria en fase vapor con alto contenido en amoníaco, producida a partir del proceso de destilación.

Para poder realizar un análisis que permita analizar la exergía en cada dispositivo es necesario que la exergía en todos los flujos pueda ser aditiva, esto es, que no existan incongruencias al realizar los balances exergéticos. Esto se logra referenciando los cálculos exergéticos a la misma T_0 y P_0 pero una concentración X_0 correspondiente al flujo analizado.

La referencia utilizada en el análisis exergético es la siguiente:

$$T_0 = 293.15 \text{ K (25}^\circ\text{C)} \quad P_0 = 1.01325 \text{ bar (para todos los flujos)}$$

$$X_{0,1} = 1 \text{ para el flujo 1} \quad X_{0,2} = 0.3988 \text{ para el flujo 2} \quad X_{0,3} = 0.3143 \text{ para el flujo 3} \quad X_{0,4} = 0.9593 \text{ para el flujo 4}$$

Una vez que se ha determinado el estado de referencia con el cual será posible generar el análisis exergético es necesario comprender dos tópicos importante, primeramente el concepto de exergía destruida y los mecanismos de transferencia de exergía.

De los enunciados de kelvin-Plank y Clausius es posible inferir que la cantidad máxima de trabajo útil (trabajo reversible) es el límite teórico que se puede generar en condiciones de cero irreversibilidad, sin embargo los procesos irreversibles son imposibles de obtener en la vida real y por ende existe energía imposible de utilizar. Esta energía que exige la naturaleza de los procesos y que se reitera es imposible de utilizar es conocida como exergía destruida en virtud de que es energía que no cuenta con potencial alguno para convertirse en trabajo.

Por otro lado puede considerarse que la mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica operan en estado estacionario, por lo que no experimentan cambios en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, por lo que para tales sistemas la cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario ya sea por calor trabajo o transferencia de masa debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. De lo anterior se concluye que la exergía solo puede transferirse por los siguientes mecanismos: calor, trabajo y flujo másico, dicho en otras palabras:

$$B_{calor} = Q[1 - T_0/T]$$

$$B_{trabajo} = W_{util}$$

$$B_{masa} = m \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \right]$$

Como se aprecia, los flujos de exergía exigen propiedades termodinámicas de referencia h_0 y s_0 para poder ser calculadas. Especialmente en la exergía por flujo másico los cambios tanto de energía potencial como de energía cinética son pequeños y por lo tanto despreciables, por lo cual no se consideran en el balance de exergía y la fórmula se remite a la entalpia y entropía de referencia, es decir:

$$B_{masa} = m[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

Para el cálculo exergético aquí desarrollado es necesario determinar la exergía por trabajo, calor y masa en cada estado termodinámico del sistema. Primeramente se determinará la exergía por masa obtenida a partir de la fórmula anterior, recordando que para cada estado del sistema existen las mismas temperaturas y presiones de referencia, pero para cada uno de los cuatro flujos principales mencionados anteriormente ha de existir solo una concentración de referencia y por lo tanto una entalpia y entropía de referencia, exclusiva para cada flujo. Esto es:

Para $X_0 = X_{0,1}$

$$B_5 = m_5[(h_5 - h_{0,1}) - T_0(s_5 - s_{0,1})]$$

$$B_6 = m_6[(h_6 - h_{0,1}) - T_0(s_6 - s_{0,1})]$$

$$B_7 = m_7[(h_7 - h_{0,1}) - T_0(s_7 - s_{0,1})]$$

$$B_8 = m_8[(h_8 - h_{0,1}) - T_0(s_8 - s_{0,1})]$$

$$B_9 = m_9[(h_9 - h_{0,1}) - T_0(s_9 - s_{0,1})]$$

$$B_{10} = m_{10}[(h_{10} - h_{0,1}) - T_0(s_{10} - s_{0,1})]$$

Para $X_0 = X_{0,4}$

$$B_2 = m_2[(h_2 - h_{0,4}) - T_0(s_2 - s_{0,4})]$$

Para $X_0 = X_{0,2}$

$$B_{11} = m_{11}[(h_{11} - h_{0,2}) - T_0(s_{11} - s_{0,2})]$$

$$B_{12} = m_{12}[(h_{12} - h_{0,2}) - T_0(s_{12} - s_{0,2})]$$

$$B_1 = m_1[(h_1 - h_{0,2}) - T_0(s_1 - s_{0,2})]$$

$$B_3 = m_3[(h_3 - h_{0,2}) - T_0(s_3 - s_{0,2})]$$

Para $X_0 = X_{0,3}$

$$B_4 = m_4[(h_4 - h_{0,3}) - T_0(s_4 - s_{0,3})]$$

$$B_{13} = m_{13}[(h_{13} - h_{0,3}) - T_0(s_{13} - s_{0,3})]$$

$$B_{14} = m_{14}[(h_{14} - h_{0,3}) - T_0(s_{14} - s_{0,3})]$$

Una vez que se han determinado las exergías por masa, es necesario plantear el balance exergético en estado estacionario que contemple los tres mecanismos de exergía así como la exergía destruida. A continuación se presenta el balance exergético para cada dispositivo del sistema de refrigeración por absorción.

Tabla 3.2 Balance exergético correspondiente al sistema de absorción de simple efecto regenerativo.

Equipo	Balance exergético
Generador	$B_1 + B_3 - B_2 - B_4 + Q_{generador}[1 - T_0/T] - Bd_{generador} = 0$
Rectificador	$B_2 - B_3 - B_5 - Bd_{rectificador} = 0$
Condensador	$B_5 - B_6 - Bd_{condensador} = 0$
Preenfriador	$B_6 + B_9 - B_7 - B_{10} - Bd_{preenfriador} = 0$
Válvula 1	$B_7 - B_8 - Bd_{válvula 1} = 0$
Evaporador	$B_8 - B_9 - B_4 + Q_{evaporador}[T_0/T - 1] - Bd_{evaporador} = 0$
Absorbedor	$B_{10} + B_{14} - B_{11} - Bd_{absorbedor} = 0$
Bomba	$B_{11} + W_{bomba,real} - B_{12} - Bd_{bomba} = 0$
Intercambiador	$B_{12} + B_4 - B_1 - B_{13} - Bd_{intercambiador} = 0$
Válvula 2	$B_{13} - B_{14} - Bd_{válvula 2} = 0$

Obsérvese que la transferencia de exergía se da principalmente por flujo másico en todos los dispositivos. Por otro lado para el caso de dispositivos consumidores de potencia, se considera que el trabajo real suministrado es energía completamente disponible al sistema, sin embargo para el mecanismo de transferencia de exergía por calor, se contempla que el calor desechado al medio de enfriamiento (tanto en el rectificador, condensador y absorbedor) se desprecia debido a que es energía con un potencial exergético muy bajo debido a su cercanía con la temperatura de referencia, dicho en otras palabras, el potencial energético para realizar trabajo por parte de esta energía es mínimo y completamente descartable. Sin embargo esta consideración no aplica para los dispositivos a los que se les suministra calor, esto debido a que esta energía proporcionada ofrece una cantidad de energía disponible al sistema y otra cantidad no disponible debido a las irreversibilidades inherentes a la transferencia de calor. Por esta razón, la energía en forma de calor suministrada a dispositivos tales como el generador y el evaporador es multiplicada por la eficiencia térmica de Carnot (para sistemas que operan por encima de T_0) o por la eficiencia inversa de Carnot (para sistemas que operan por debajo de T_0) a fin de determinar cuál es el potencial energético de dicha energía.

En base a las consideraciones anteriormente mostradas se genera un nuevo parámetro denominado COP exegético. Este coeficiente permite apreciar en términos exegéticos la cantidad de exergía recuperada en el evaporador respecto a la exergía por suministrada al sistema. Su formulación es la siguiente:

$$COP_{exe} = \frac{B_{recuperada}}{B_{suministrada}} = \frac{Q_{generador}[1 - T_0/T]}{Q_{generador}[1 - T_0/T] + W_{bomba,real}}$$

Este coeficiente proporciona una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia en una evolución reversible se deberá recuperar íntegramente la exergía suministrada al proceso y por lo tanto la irreversibilidad será cero, mientras que en una operación completamente irreversible no se recuperara exergía y por lo tanto toda la exergía suministrada se convertirá en exergía destruida. Como se puede apreciar **el COP exergético es un parámetro equivalente a la eficiencia de segunda ley, que permitirá conocer cuan distante se encuentra el ciclo de refrigeración por absorción real respecto al mismo ciclo a condiciones reversibles, sin embargo el COP exergético será resultado del análisis de irreversibilidades en cada dispositivo por lo cual ofrecerá un enfoque particular respecto a las irreversibilidades en cada dispositivo del sistema.**

Cabe añadir que este parámetro tiene la misma estructura que el COP energético debido a que básicamente están definidas para apreciar relaciones similares, sin embargo este mismo parámetro puede ser expresado alternativamente mediante el siguiente balance exergético global del sistema de refrigeración por absorción:

$$B_{recuperada} = B_{destruida} - B_{suministrada} - B_{salida}$$

$$B_{salida} = 0$$

$$COP_{exe} = \frac{B_{recuperada}}{B_{suministrada}} = \frac{B_{destruida} - B_{suministrada}}{B_{suministrada}} = \frac{B_{destruida}}{B_{suministrada}} - 1$$

Nótese que la exergía de salida es cero debido a que en el presente análisis exergético se ha despreciado el potencial exergético de los dispositivos que transfieren calor a un sistema de enfriamiento esto debido a su escaso potencial exergético, razón por lo cual la exergía destruida será ligeramente superior a la exergía suministrada. Esto naturalmente no es cierto pues la exergía suministrada siempre es mayor que la exergía destruida, sin embargo la exergía de salida en dichos dispositivos es muy pequeña y por lo tanto no alteraran significativamente el resultado.

Esta consideración permite que el COP exergético sea expresado de dicha manera, sin embargo es seguro es que al calcular el COP exergético de ambas maneras el resultado será siempre igual, así mismo el COP exergético deberá ser muy aproximado al valor de la eficiencia de segunda ley, siendo menor que esta eficiencia y nunca superior. Los resultados de esta suposición serán afirmados o desmentidos en el siguiente capítulo y se permitirá justificar si es razonable o no despreciar el potencial exergético de dichos dispositivos

A continuación se presentan los resultados del análisis exergético generado a partir de la simulación en estado estable del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo.

Exergía por flujo (KW)		Exergía por calor (KW)	Exergía por trabajo (KW)
$B_1 = 1.066$	$B_8 = 0.9181$	$Q_{generador} [1 - T_0/T] = 1.525$	$W_{bomba,real} = 0.0425$
$B_2 = 1.273$	$B_9 = 0.4676$	$Q_{evaporador} [T_0/T - 1] = 0.4678$	
$B_3 = 0.009348$	$B_{10} = 0.453$		
$B_4 = 1.232$	$B_{11} = 0.1253$		
$B_5 = 1.113$	$B_{12} = 0.1617$		
$B_6 = 0.9493$	$B_{13} = 0.1145$		
$B_7 = 0.9451$	$B_{14} = 0.08592$		

Capítulo 4

Análisis paramétrico del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo

En el capítulo anterior se establecieron los balances energéticos y exergéticos correspondientes a la primera y segunda ley de la termodinámica, así mismo mediante las condiciones de diseño especificadas y con la información obtenida a partir de la simulación en EES del sistema de refrigeración por absorción regenerativo, fue posible analizar cada estado termodinámico y calcular los principales parámetros del sistema. No obstante es necesario generar un análisis paramétrico que estudie los resultados de los balances energéticos y exergéticos del sistema regenerativo y que permita apreciar cómo influye la modificación cada una de las temperaturas de operación de los principales componentes del ciclo sobre el rendimiento del sistema.

Es necesario señalar que el presente análisis paramétrico está generado a partir del sistema propuesto en esta investigación, en el cual se supone una temperatura de diseño en el evaporador de -10°C , una misma temperatura para el condensador y el absorbedor de 40°C , una temperatura constante en el generador de 120°C , así como una carga frigorífica fija de 3.517 KW . Cabe señalar que dicho análisis se realizará alterando un parámetro a la vez y que para cada respectiva iteración se analizará el comportamiento del COP y COP exergético del sistema a fin de determinar las temperaturas ideales de operación para cada modificación.

A continuación se presenta la primera parte del análisis paramétrico a las condiciones de diseño especificadas y en el cual se evaluará únicamente el desempeño energético del sistema.

4.1 Resultados del análisis energético

Del análisis energético es posible obtener las cargas térmicas involucradas en el ciclo. Las cargas correspondientes para carga frigorífica de diseño de 1 tonelada de refrigeración o 3.517 KW son:

$$\begin{aligned} Q_{\text{generador}} &= 6.309\text{ KW} & Q_{\text{absorbedor}} &= 5.614\text{ KW} \\ Q_{\text{condensador}} &= 3.31\text{ KW} & Q_{\text{rectificador}} &= 0.9446\text{ KW} \end{aligned}$$

Así mismo la potencia eléctrica suministrada por la bomba es:

$$W_{real} = 0.0425 \text{ KW}$$

Una potencia despreciable si se considera que se suministra casi 150 veces más energía térmica a nivel del generador.

Verificando que se cumpla la ley de conservación de energía:

$$Q_{\substack{\text{suministrado} \\ \text{al sistema}}} = 9.8685 \text{ KW}$$

$$Q_{\substack{\text{rechazado} \\ \text{por el sistema}}} = 9.8686 \text{ KW}$$

Por lo tanto se puede decir que:

$$Q_{\substack{\text{suministrado} \\ \text{al sistema}}} \approx Q_{\substack{\text{rechazado} \\ \text{por el sistema}}}$$

En vista de que no existen más cargas térmicas que determinar se procede a obtener el COP del sistema:

$$COP = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{real}}} = 0.5537$$

Este parámetro adimensional indica que por cada 0.5537 unidades de energía removida del espacio refrigerado se necesitara de una unidad térmica de energía suministrada. El COP en este caso es muy bajo de casi un séptimo respecto a un sistema de refrigeración por compresión de vapor convencional (de una etapa) operado a las mismas condiciones, sin embargo si se toma en cuenta que la energía suministrada para la puesta en operación es energía completamente gratuita, esta consideración cobra otro sentido y permite apreciar que COP es aceptable, aún más, el COP del sistema corresponde a la información teórica registrada para estos sistemas, pues se encuentra entre el intervalo especificado en la sección 2.5

Sin embargo el COP del ciclo obtenido es únicamente a las condiciones propuestas de diseño. A continuación se muestran tanto los factores positivos como negativos que intervienen en la variabilidad del COP.

4.1.1 Efectos de la regeneración sobre el COP

En primer lugar se analizará como intervienen los dispositivos de reaprovechamiento energético en el sistema de refrigeración por absorción. En figura 4.1 se muestra la variabilidad del COP respecto dichos dispositivos.

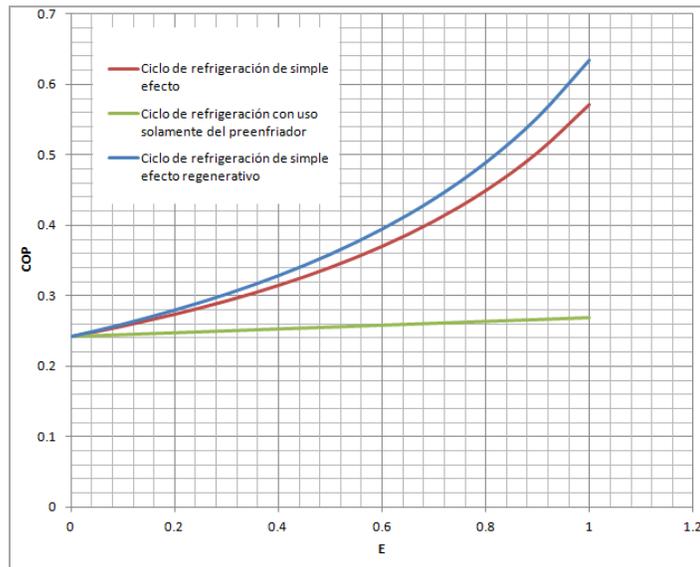


Figura 4.1 Gráfica COP vs E

La curva de color rojo representa la efectividad respecto al COP del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. Cabe señalar que este ciclo hace uso solamente del intercambiador de calor que se desempeña como economizador. La curva de color verde representa el ciclo de refrigeración con uso solamente del preenfriador. Aunque el ciclo que use solamente el preenfriador no existe en realidad, se muestra únicamente para observar la precaria intervención del preenfriador como único sistema de reaprovechamiento energético.

Por último la curva de color azul representa al sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo. En este sistema se hace uso tanto del intercambiador de calor como del preenfriador (véase capítulo 3). Como era de esperarse el reaprovechamiento energético generado por estos dos componentes es evidente, pues muestra mayores COP que los dos sistemas anteriores. Sin embargo, la necesidad de comprar las ventajas que tiene usar solamente el intercambiador de calor, o solamente el preenfriador, o ambos, permite valorar los efectos que estos tienen sobre el COP. Por un lado el sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo en las mejores condiciones ($E=0.9$) ofrece un COP de 0.5537. Tomando este valor como referencia se tiene que el COP aumenta 10% respecto al sistema de refrigeración de simple efecto sin regeneración que tiene como

COP a las mejores condiciones de 0.5038. Así mismo se tiene que el COP aumenta 128% respecto al sistema de refrigeración que contempla solo el preenfriador y que tiene un COP a las mejores condiciones de 0.2429. En este punto cabe señalar que según las investigaciones recientes en relación al sistema de absorción de simple efecto sin regeneración, muestran que la mejora en el COP de las variantes GAX y Branched GAX se encuentran entre el 20-30% y del 30-40% respectivamente²⁵. Esto parecería atractivo pues el sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo solo ofrecería mejoras superiores del 10-20% respecto al mismo ciclo, sin embargo si se toma como referencia ahora el sistema regenerativo, la mejora sería de únicamente del 10% y 20% respectivamente.

Lo anterior reafirma la justificación hecha en el apartado 2.5.3, y se dice entonces que si bien el incremento del COP por estas configuraciones podría ser aceptable, muy probablemente no valdría la pena emplear dichas variantes (al menos no para sistemas de refrigeración industrial) puesto que tanto los sistemas GAX y Branched GAX hacen uso de dispositivos tecnológicamente más avanzados, robustos y mucho más costosos, además de que ambos sistemas tienden a disminuir su rendimiento a medida que el evaporador trabaje a temperaturas más bajas.

Por esta última aseveración estas dos variantes hasta el momento han sido estudiadas en mayor medida de manera teórica y pocos son los estudios experimentales. Por su parte, el ciclo de refrigeración de simple efecto regenerativo solo añade un dispositivo (preenfriador) más al ciclo de simple efecto convencional, lo cual puede considerarse costeable debido a que dicho dispositivo no aumentaría significativamente la inversión inicial, pero si incrementaría de manera aceptable el COP del sistema.

4.1.2 Efectos de la variación de la temperatura en el generador sobre el COP.

A partir de este momento se analizará el sistema de refrigeración de simple efecto y el de simple efecto regenerativo a las condiciones más favorables, pero realmente existentes en la actualidad. Es decir se apreciara como influye las temperaturas de operación en ambos sistemas respecto a una eficacia de 0.9 en los dispositivos de transferencia de calor (intercambiador y preenfriador) y una eficiencia isentrópica de 0.85 en la bomba, pues actualmente existen dispositivos capaces de alcanzar dichos valores de eficiencia y eficacia.

²⁵ C.P. Jawahar, R. Saravanan. Generator absorber heat exchange based absorption cycle—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2010 -Elsevier.

En la figura 4.2 se muestra el comportamiento del COP de los sistemas al mantener constantes las condiciones de diseño propuestas en el capítulo anterior. La gráfica permite observar el incremento del COP a lo largo del intervalo de temperaturas que van desde los 102 °C a los 200°C. Dicho intervalo está determinado por la concentración a la que se obtenga la solución enriquecida resultado del proceso de absorción y por la temperatura de evaporación del absorbente. Para este caso, la concentración en porcentaje en peso de amoníaco de la mezcla líquida saturada a 40°C es de 0.3988 (vease tabla de estados termodinámicos).

Como la temperatura de operación del absorbedor se mantendrá constante, de igual manera la concentración de dicha solución no cambiará al variar la temperatura en el generador

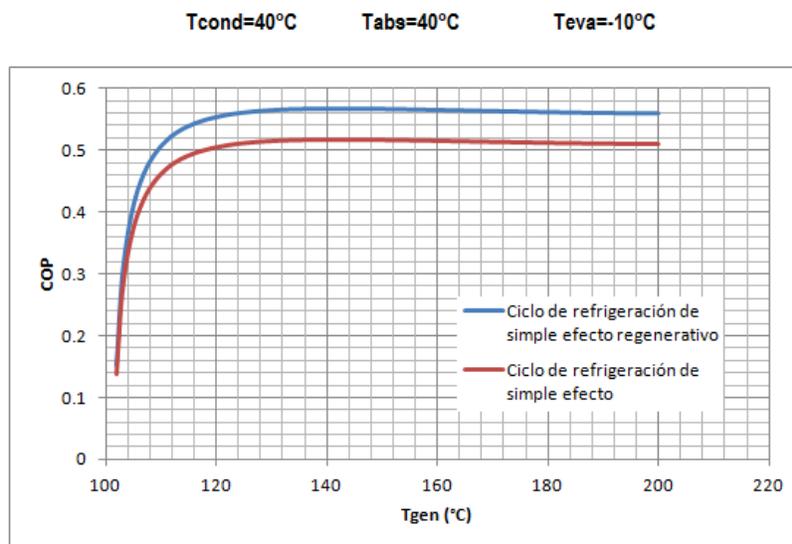


Figura 4.2 Gráfica COP vs Temperatura en el generador

A dicha concentración la temperatura de saturación es 102°C, lo cual significa que esta temperatura se desprenden los primeros vapores de la sustancia compuestos principalmente de los componentes más volátiles de la solución, puede decirse que esta temperatura es la mínima temperatura de activación, sin embargo no debe considerarse como temperatura de operación ya que a esta condición la solución líquida empobrecida que abandona el generador tiene una concentración de 0.3957, lo cual implica un empobrecimiento de apenas 0.0031, así mismo se estima (mediante la relación de flujo) que para lograr la separación de una unidad de masa refrigerante puro se ha de necesitar de 199.2 unidades enriquecidas en el absorbedor, lo cual es exorbitante pues se traduce en un aporte energético de 23 KW que a su vez genera un COP de apenas 0.15.

Al continuar con el análisis de la gráfica se puede visualizar el desarrollo del COP respecto a la temperatura de operación en el generador, se puede decir por lo tanto que el COP está en función de la temperatura del generador, sin embargo cabe señalar que esta correspondencia no es biunívoca pues el ascenso de la temperatura haría suponer que a mayor temperatura mayores coeficientes de desempeño, sin embargo la gráfica desmiente esta suposición, pues es correcta relativamente al menos para un cierto valor de temperaturas, pues existe un intervalo de temperaturas en el cual se obtiene un COP máximo y posteriormente se muestra que, aunque la temperatura en el generador se incremente por encima de este intervalo, el COP del sistema en lugar de aumentar tiende a disminuir ligeramente hasta llegar a una temperatura límite de 200°C, temperatura en la cual se tiene el empobrecimiento máximo de la sustancia enriquecida en el absorbedor pues se llega a la destilación total del absorbente.

En este punto la solución líquida no contiene trazas de amoníaco y está compuesta en su totalidad por agua, razón por la cual al sobrepasar esa temperatura la evaporación del agua es inminente y por lo tanto el sistema comenzaría con problemas de carácter técnico, ya que por un lado el proceso de purificación de refrigerante sería demasiado complejo debido a la alta concentración de agua en los vapores producidos en el generador, así como porqué se entorpecería el proceso de absorción debido a la necesidad de enviar cada vez menos flujo másico al absorbedor.

Como se puede apreciar, la figura 4.2 también permite comparar el comportamiento del COP del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo respecto al sistema de refrigeración de simple efecto. Esta comparación muestra que el primer sistema aporta coeficientes de desempeño 10% superiores respecto al segundo, además de proporcionar el COP máximo en un intervalo ligeramente más amplio de temperaturas, pues para el primer sistema el COP máximo calculado es de 0.5673 manteniéndose constante desde los 139°C hasta los 146°C, mientras que el sistema que no emplea el preenfriador proporciona un COP máximo de 0.5162 manteniéndolo constante solo desde los 140°C hasta los 144°C. De la misma manera estos intervalos de temperaturas de operación, permiten establecer el rango óptimo de empobrecimiento de la sustancia, ya que ambos sistemas se comportan de manera estable y proporcionan el COP más alto a una concentración de la solución líquida a la salida del generador de entre 0.23 y 0.21, rango de concentración en el cual se presenta la cantidad mínima de potencia térmica suministrada.²⁶

Como se ha visto hasta ahora el emplear el preenfriador genera COP más altos y estables esto debido al reaprovechamiento energético, pues este componente genera la posibilidad de ampliar la capacidad frigorífica del sistema al subenfriar el refrigerante proveniente de la zona de alta presión y al estrangularlo

²⁶ Recuérdese que la potencia térmica es la principal fuente de energía que se emplea para hacer funcionar este tipo de sistemas

isoentálpicamente a la zona de baja presión, origina que al entrar al evaporador esté se encuentre a condiciones cercanas a la saturación. Dicho en otras palabras, el no emplear el preenfriador propiciaría que el refrigerante al entrar al evaporador se encuentre a una calidad de aproximadamente 18%, mientras que el uso del mismo componente provocaría que el refrigerante ingresara con una calidad de 10%, permitiendo que el fluido pueda “absorber” más calor del recinto refrigerado.

Por otro lado la regeneración permite disminuir el flujo másico que necesita el evaporador para poder generar la carga frigorífica deseada, pues la disminución en la cantidad de este flujo másico es de alrededor de 9% reduciendo por lo tanto la potencia de bombeo necesaria.

4.1.3 Efectos de la variación de la temperatura en el condensador y el absorbedor sobre el COP.

La literatura especializada en el estudio de los sistemas de absorción establece automáticamente que las temperaturas de operación tanto del condensador como del absorbedor han de ser las mismas, esta consideración tiene carácter técnico, pues se supone que para facilitar la operatividad del sistema, el agente de enfriamiento suele ser el mismo medio por el cual se enfrían ambos dispositivos ya sea a su paso primeramente por el condensador y posteriormente por el absorbedor (disposición en serie) o bien de forma independiente y simultánea en ambos dispositivos (disposición en paralelo). Sin embargo esa consideración deberá también tener un sustento analítico, por lo cual a continuación se analizarán las gráficas que permitirán justificar los efectos positivos que implican mantener la misma temperatura de operación en ambos dispositivos.

Primeramente se ha de analizar el aumento en la temperatura de operación del condensador. El intervalo de operación del condensador ha sido escogido en función de las temperaturas de operación comúnmente utilizadas. Por un lado se tiene la temperatura ambiente la cual se ha supuesto constante y se ha fijado en 25°C. Por otro lado se ha establecido por condiciones de seguridad una temperatura límite de 45°C, pues por encima de esta temperatura se podría comprometer la seguridad del operario así como de los sistemas aledaños.

Iniciando con el análisis, se ha estudiar primeramente la figura 4.3. En ella se expresa el efecto que tiene el ascenso en la temperatura del condensador sobre el COP de los sistemas mientras se mantiene constante la potencia frigorífica (3.517 KW) así como las temperaturas en el absorbedor, generador y evaporador .

En la gráfica se puede visualizar que, a medida que se aumenta la temperatura en el condensador se produce un descenso en el COP de ambos sistemas, esto debido a que la temperatura del condensador genera un aumento en la presión de alta en el sistema²⁷, sin embargo como la temperatura de evaporación en este caso es una temperatura invariante, se garantizará por lo tanto que la presión de baja del sistema será constante. Esto originará un aumento progresivo únicamente en la presión de alta del sistema, que ampliará la diferencia de presiones en el ciclo, dicho incremento repercutirá negativamente sobre el rendimiento del sistema pues para compensar la diferencia de presiones se ha de incrementar necesariamente la potencia requerida por la bomba.

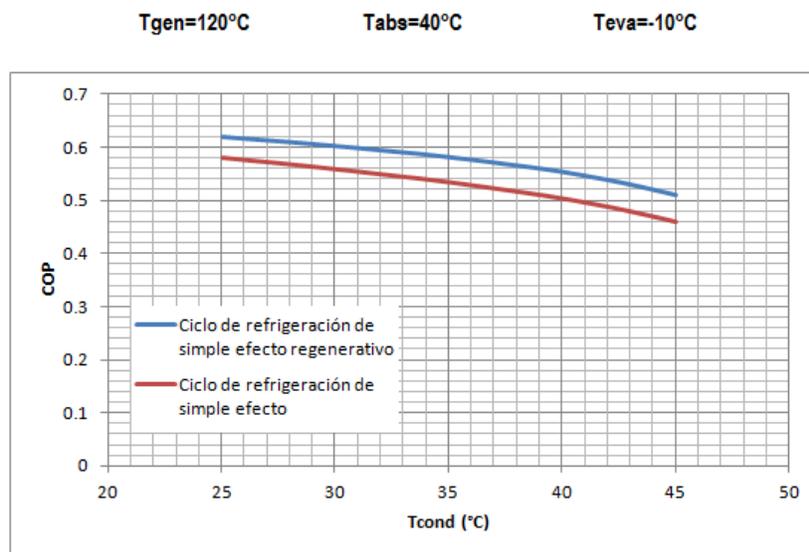


Figura 4.3 COP vs Temperatura en el condensador

Por otro lado en ambos sistemas la solución diluida que abandona el generador se mantendrá una temperatura constante de 120°C, sin embargo su concentración estará determinada por la presión de trabajo dictada por la temperatura del condensador. Esta concentración se modificará linealmente a largo del intervalo de iteración, encontrándose que a presiones bajas existe buena separación del amoníaco de la mezcla, sin embargo a medida que se aumenta la presión de alta en el sistema, la separación es cada vez menor, causando que disminuya el empobrecimiento entre la solución enriquecida y la diluida. Este efecto es perjudicial, pues el proceso de separación se entorpece debido a la proximidad entre la solución líquida enriquecida y la solución empobrecida, lo cual trae como consecuencia, mayores cantidades de flujo.

²⁷ Es necesario reiterar que la temperatura de operación en el condensador determinará la presión de alta del sistema, mientras que la temperatura en el evaporador determina la presión de baja del sistema

Esto puede explicarse mejor si se analizan las gráficas de la figura 4.4, en ellas se plasma la variación en la concentración de los flujos uno y cuatro²⁸, así como el aumento en la relación de flujo ante la variación en la temperatura del condensador.

Cabe señalar que el comportamiento de las concentraciones y las relaciones de flujo es idéntico en ambos sistemas, sin embargo el análisis que se presenta a continuación corresponde a los casos límite para el sistema de refrigeración con regeneración, el cual presenta un descenso relativamente menos agudo en el COP, debido al reaprovechamiento energético que supone el uso del subenfriador.

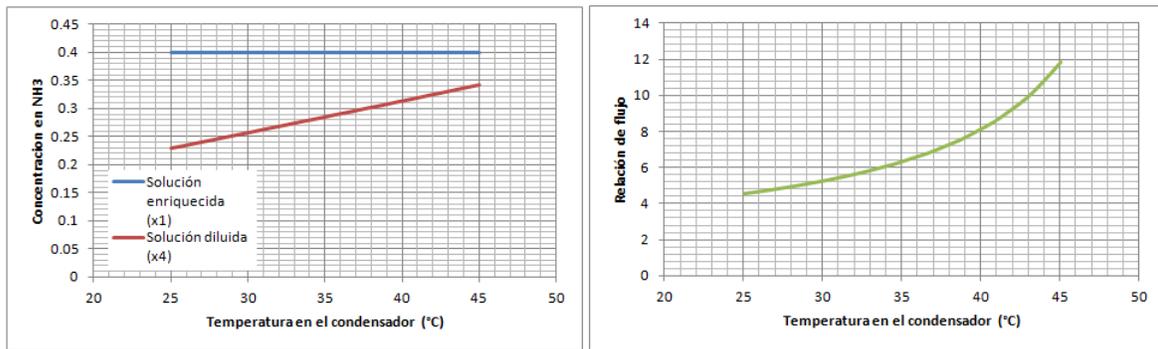


Figura 4.4 Gráficas concentración y relación de flujo vs temperatura en el condensador

En primera instancia se considera el sistema regenerativo cuando la temperatura en el condensador es de 25°C. A esta temperatura de operación la presión de saturación es de 10.05 bar (presión de alta del sistema), por lo cual la solución diluida a la salida del generador tiene una concentración en amoníaco 0.2304, concentración única y exclusiva a esta presión. Por otro lado la concentración de la solución producida en el absorbedor tendrá una concentración de 0.3988. En este punto cabe señalar que la concentración de la solución generada a partir del proceso de absorción, se encuentra en función de la temperatura del absorbedor y la presión de baja del sistema, sin embargo como ambas son constantes, la concentración igualmente permanecerá constante y no tendrá efecto alguno el aumento de la temperatura del condensador sobre el proceso de absorción.

Bajo estas condiciones en el generador se produce un empobrecimiento de la solución de 0.1684, aceptable si se toma en cuenta que se requieren de 4.571 unidades másicas de mezcla enriquecida por cada unidad másica de refrigerante puro generada, así mismo se necesita de una potencia térmica de 5.078 KW y una potencia de bombeo de 0.01306 KW.

²⁸ Flujos correspondientes a la solución enriquecida (x1) y a la solución empobrecida (x4) respectivamente.

Por otro lado cuando la temperatura en el condensador es fijada ahora en 45°C, (a la correspondiente presión de saturación de 17.84 bar) la concentración de la solución líquida a la salida del generador es de 0.3432, solo 0.0556 por debajo de la solución que alimenta al generador. Esta proximidad entre la solución de alimentación y la de salida tiene como consecuencia un aumento en relación de flujo, pues se requerirán de 11.82 unidades másicas de mezcla enriquecida por cada una unidad másica de refrigerante puro producido. Este aumento en la circulación causa que se necesite suministrar 6.818 KW energía térmica y 0.07412 KW de energía suministrada a la bomba para satisfacer la carga de refrigeración.

Comparando ambos análisis se calcula que a 45°C la relación de flujo aumenta 2.6 veces, la potencia térmica 1.34 y finalmente la potencia de bombeo presenta un incremento considerablemente de 5.7 veces más, respecto al sistema en el cual el condensador operaba a 25°C.

De las figura 4.3 y 4.4, también se puede deducir que ambos sistemas son sensibles a la variación en la temperatura en el condensador, sin embargo el sistema regenerativo ofrece aproximadamente en promedio COP 9 % más altos respecto al sistema que prescinde del subenfriador. Así mismo el COP del sistema regenerativo entre los límites de 25°C a 45°C disminuye 21%, mientras que el sistema básico disminuye 26%; es decir, el preenfriador ayuda a que el descenso el COP sea 5% menos pronunciado.

Hasta este momento se apreció la influencia de la temperatura de operación en el condensador, sin embargo si se modifica ahora la temperatura de operación en el absorbedor el comportamiento del COP tiende a ser muy similar, sin embargo no es por las mismo causas. A continuación se muestra los efectos del aumento de la temperatura en el absorbedor sobre el COP para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto regenerativo y para el sistema de refrigeración de simple efecto, manteniendo constantes todos los parametros mencionados anteriormente a excepcion de la tempertura en el absorbedor.

Antes de iniciar conviene indicar que, contrario al análisis anterior en el que la temperatura del condensador determinaba la presión de alta en el sistema; en este nuevo análisis las presiones de trabajo son independientes respecto al aumento de la temperatura en el absorbedor y por lo tanto permanecerán constantes. Lo único que ha de cambiar es la temperatura en el absorbedor e inherentemente la concentración de la solución concentrada producida. Cabe señalar que el intervalo de iteración es el mismo que en el del condensador por las mismas consideraciones.

En la figura 4.5 se aprecia el descenso de COP de los sistemas respecto al aumento de la temperatura de operación en el absorbedor, dicho decremento se debe a la disminución en el potencial de empobrecimiento

de la solución producida en dicho componente, pues el proceso de absorción tiende a obstaculizarse a medida que se incrementa la temperatura del absorbedor. En este punto conviene reiterar que como únicamente se está iterando la temperatura del absorbedor, la temperatura en el generador nuevamente es uno de los parámetros invariables, por lo cual la solución empobrecida que abandona el generador conservará una concentración constante de 0.3143, sin embargo la concentración de la solución enriquecida estará en función de la temperatura de operación en el absorbedor.

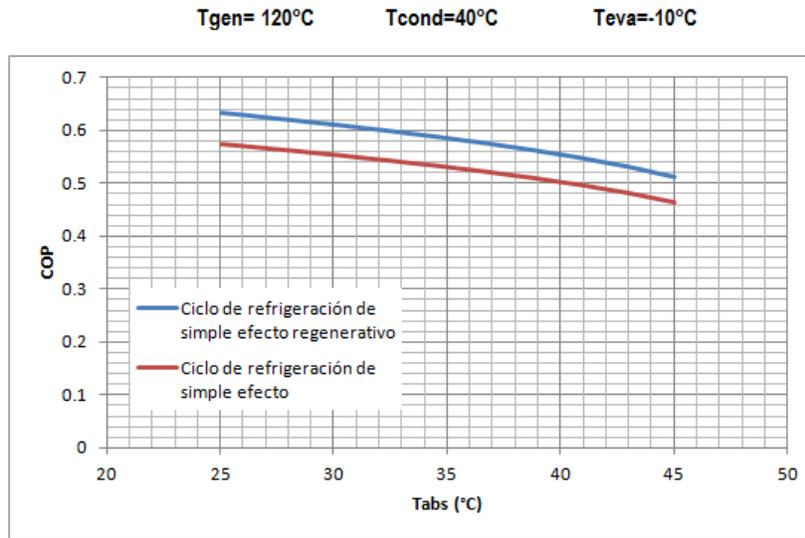


Figura 4.5 Gráfica COP vs Temperatura en el absorbedor

Retomando la imagen 4.5, se puede inferir que aunque los dos sistemas muestran ser sensibles a la variación en la temperatura en el absorbedor, el sistema regenerativo ofrece en promedio COP 10% más altos respecto al sistema que prescinde del subenfriador.

Como se ha mencionado la absorción de los gases de amoníaco por el agua, está directamente relacionado con la temperatura a la que se lleve a cabo el proceso, no obstante para corroborar dicha afirmación se presenta a continuación la figura 4.6, la cual permitirá analizar gráficamente la intervención del aumento de la temperatura del absorbedor respecto a la variación en las concentraciones de los flujos 1 y 4, así como el aumento en la relación de flujo del sistema.

Cabe reiterar que el comportamiento de las concentraciones y la relación de flujo en ambos sistemas es el mismo, sin embargo se analizará nuevamente los límites del intervalo de iteración sobre el sistema regenerativo, debido a sus ventajas energéticas.

Primeramente se observa que cuando la temperatura de operación en el absorbedor es la más baja (25°C), la solución producida en el absorbedor contiene una concentración amoniacal de 0.4898, lo cual significa que se tiene un potencial de disgregación de 0.1755, para lo cual será necesario de una relación de flujo de 3.907 unidades de mezcla binaria por cada unidad másica de refrigerante. Así mismo se requerirá de 5.205 KW de energía térmica y 0.021 KW de potencia de bombeo. Por otro lado si ahora se aumenta la temperatura del absorbedor a 45 °C, el proceso de absorción solo puede producir una mezcla líquida saturada con una concentración de 0.3717, lo cual permitiría diluir la concentración solo 0.0026 requiriendo de una alta relación de flujo de 12.02, así como de 6.811KW de energía térmica suministrada y 0.06256 KW de potencia de bombeo.

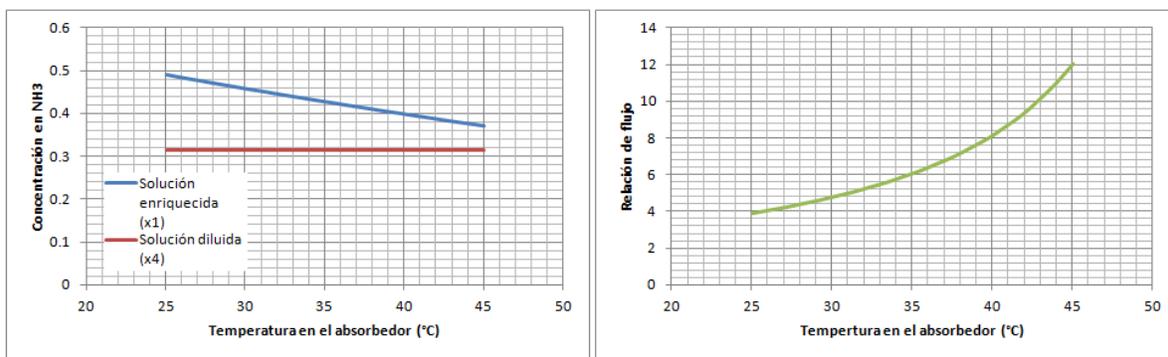


Figura 4.6 Gráficas concentración y relación de flujo vs temperatura en el absorbedor.

Comparando ambos puntos de operación, se calcula que la relación de flujo así como la potencia de bombeo se triplica, mientras que la potencia térmica se incrementa solo 1.3 más. El incremento más considerable en este análisis se da en la relación de flujo, pues a medida que se incrementa la temperatura en el absorbedor disminuye el proceso de absorción y origina que el potencial de separación se acorte y que por lo tanto se requiera de mayor cantidad de flujo para cumplir con la potencia frigorífica de diseño.

Cabe añadir que si bien los rendimientos energéticos del sistema regenerativo son mayores respecto al sistema básico, ambos sistemas presentan entre sus límites de operación (25°C a 45°C) un descenso del COP del 24%.

Resulta evidente que la variación en la temperatura de operación del absorbedor presenta menores efectos negativos sobre el COP respecto a la variabilidad de la temperatura en el condensador, pues la variación de la temperatura del absorbedor implica una diferencia de presiones siempre constante. Esto quiere decir que si se iguala y se disminuye proporcionalmente la temperatura de trabajo en el condensador y en el absorbedor el sistema se comportara de manera más estable y presentara menores efectos negativos sobre el COP,

debido a que se trabajara sobre una diferencia de presiones más pequeña. De igual manera al disminuir las temperaturas de operación de ambos componentes se ampliará la capacidad de empobrecimiento entre la solución enriquecida y la solución líquida diluida en el generador, lo cual implica menores relaciones de flujo debido al mejor aprovechamiento del potencial de separación en el generador.

Las afirmaciones anteriormente establecidas se pueden analizar si se toma en cuenta la figura 4.7, en la cual se muestra el comportamiento del COP de los sistemas de absorción con y sin regeneración, respecto a la temperatura del absorbedor y el condensador, cuando ambas temperaturas son iguales.

Como se podrá apreciar ambas curvas tienen desarrollos similares, sin embargo el sistema de regenerativo vuelve a tener coeficientes de operación aproximadamente 9% superiores respecto al sistema de simple efecto básico. Nótese que a temperaturas bajas en los dispositivos, los rendimientos se han potencializado, no obstante, a temperaturas altas los rendimientos han decaído aceleradamente. A continuación se analizará el comportamiento del sistema regenerativo en los límites del intervalo de estudio, esto es a 25°C y a 45°C a fin de explicar dicho comportamiento.

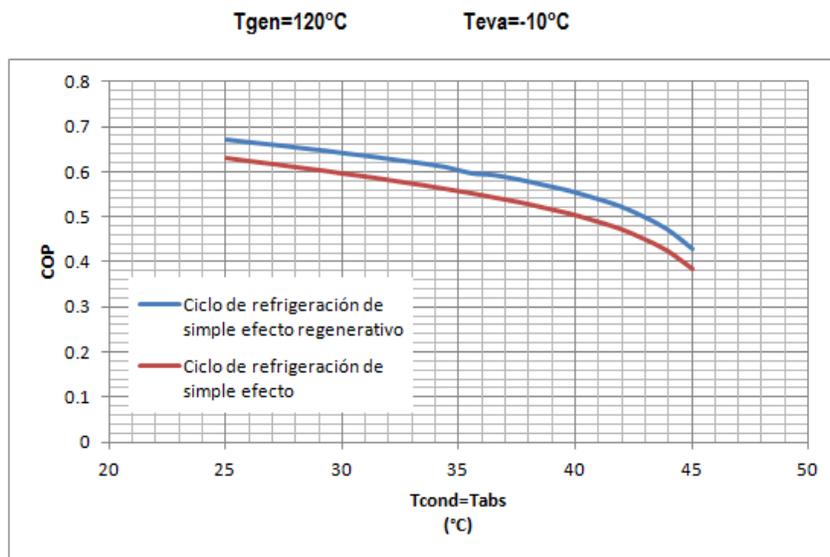


Figura 4.7 COP vs Tcond=Tabs

Primeramente se analizará que ocurre cuando ambas temperaturas se encuentran a 25°C. Como era de esperarse a esta temperatura el suministro de potencia es menor, pues la energía requerida en el generador y la bomba es de 5.237 KW y 0.008671 KW respectivamente, con una relación de flujo necesaria de 2.965. Por otra parte, cuando ambas temperaturas trabajan a 45°C ocasionan que el sistema trabaje a una diferencia de presiones más amplia, así mismo que se necesite mayores relaciones de flujo y potencia

suministrada. Por un lado la potencia térmica y eléctrica suministrada ahora es de 8.073 KW y 0.144 KW respectivamente, con una relación de flujo de 23.17. Comparando ambos límites de operación, se estima que ha aumentado 1.54, 16.6 y 8 veces más, la potencia térmica suministrada, la potencia de bombeo y la relación de flujo respectivamente. Así mismo se aprecia que el COP cae más abruptamente posterior a los 40°C, agudizando este descenso.

Del análisis generado entre los límites de 25°C a 45°C, también se puede apreciar que si bien ambos sistemas se comportan similarmente, el COP del sistema regenerativo disminuye casi 58%, mientras que el sistema básico disminuye 64%; lo cual implica que el uso del preenfriador genera que el descenso del COP sea 6% menos acentuado.

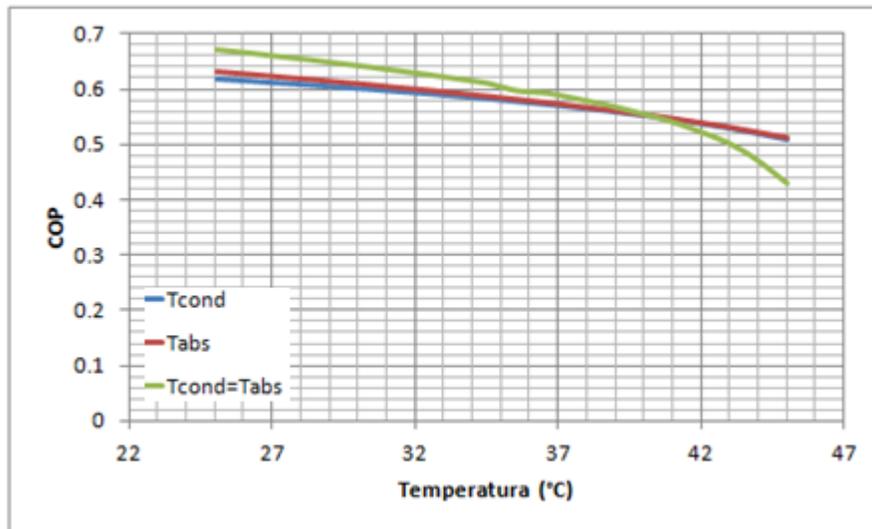


Figura 4.8 Gráficas COP vs Temperatura.

Antes de culminar el análisis de estos dispositivos, se presenta una última gráfica (Figura 4.8) en la cual se unifican las curvas anteriores correspondientes únicamente al sistema de simple efecto regenerativo. Esta comparación tendrá como objetivo manifestar los efectos producidos por la movilidad de la temperatura de los dispositivos previamente estudiados sobre el COP del sistema.

La curva azul muestra la transición del COP respecto a la variabilidad en la temperatura del condensador, la curva roja respecto a la variación de la temperatura en el absorbedor y por último la curva verde mostrarán el comportamiento del mismo coeficiente respecto a la variación de la temperatura de ambos dispositivos cuando operan la misma temperatura.

Como se había mencionado a temperaturas bajas e iguales en ambos dispositivos se maximiza el rendimiento del ciclo cerca de un 8% respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el condensador y un 6% respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el absorbedor. Sin embargo esta tendencia disminuye a medida que la temperatura en ambos dispositivos y se invierte completamente posterior a los 40°C. A partir de esta temperatura se minimiza el COP del sistema llegando a ser inferior 19% respecto a ambas iteraciones.

Este comportamiento era de esperarse si se toma en cuenta que en el otro extremo la diferencia de presiones es muy alta, además de que al aumentar las temperaturas de operación de ambos componentes se disminuye la capacidad de empobrecimiento entre la solución enriquecida y la solución líquida diluida en el generador, lo cual involucra mayores relaciones de flujo y por lo tanto mayores requerimiento energéticos para llevar a cabo la compresión térmica.

4.1.4 Efectos de la variación de la temperatura en el evaporador sobre el COP.

Hasta ahora se ha analizado que le sucede al COP del sistema cuando se modifica la temperatura en el generador, el absorbedor o en el condensador. Se ha establecido una temperatura de operación constante en el evaporador de -10 °C, debido a que se estudia la aplicación de sistemas de refrigeración por absorción para su implementación industrial, razón por lo cual las temperaturas suelen estar por debajo de 0°C, sin embargo la potencia frigorífica de diseño dependerá de la aplicación industrial requerida, dicho en otras palabras la temperatura de evaporación deberá ajustarse a las necesidades del entorno a refrigerar, pero, ¿hasta qué punto es posible descender la temperatura de operación en el evaporador?. El amoníaco es utilizado en la industria de la refrigeración por su alto calor latente de vaporización, así como por tener un punto de fusión relativamente bajo de -77 °C, pero el hecho de que el amoníaco empiece a solidificarse a esa temperatura ello no implica que el sistema pueda operar satisfactoriamente hasta esa temperatura.

En la gráfica que se presenta a continuación (figura 4.9), se muestra el comportamiento del sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo y al sistema de refrigeración de simple efecto, cuando se modifica progresivamente la temperatura de operación en el evaporador, mientras se mantiene contante la temperatura de operación en el generador, absorbedor y el generador, así como la potencia frigorífica de diseño.

En la gráfica se aprecia que a menores temperaturas en el evaporador, el COP de ambos sistemas decrece abruptamente. Sin embargo el sistema regenerativo tiende a tener COP 10% superiores respecto al sistema básico. En este punto se necesita señalar que al mantenerse la temperatura del condensador constante a

40°C, se origina automáticamente que la presión de alta en el sistema sea igualmente constante, así mismo al fijar la temperatura del generador se garantiza que la solución empobrecida en el generador siempre posea una concentración de 0.3143 en porcentaje en peso de amoníaco. Sin embargo como se mencionó en el capítulo anterior, la temperatura de operación en el evaporador determina la presión de baja del sistema, por lo tanto al modificar la presión de baja en el sistema, se modifica inherentemente el proceso de absorción²⁹.

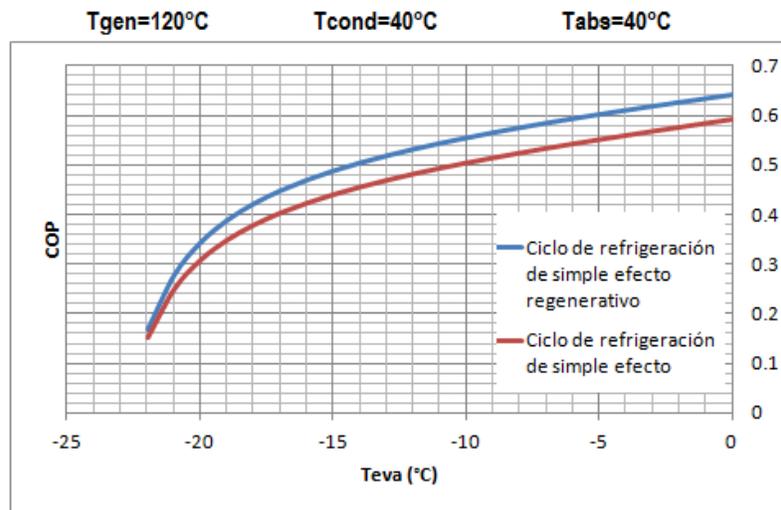


Figura 4.9 Gráfica COP vs temperatura en el evaporador

El resultado de que el COP del ciclo se contraiga se debe a dos causas, primeramente a que, al disminuir la presión de baja del sistema, la concentración de la solución enriquecida que sale del absorbedor disminuye linealmente hasta aproximarse a la concentración de la solución diluida en el generador y en segundo lugar, porque la variación en la presión de baja del sistema causa que se necesite suministrar mayor potencia a la bomba para poder impulsar el fluido a la presión de alta del sistema. En ambos casos el aporte energético aumenta así como la relación de flujo. En este punto es necesario fijar el intervalo de iteración de la simulación del sistema, dicho intervalo inicia en 0°C y termina en -22°C. Esta última temperatura no fue fijada arbitrariamente sino bien fue elegida analíticamente, pues a este valor se presentó el mínimo valor del COP, debido a que en este punto la diferencia entre las concentraciones de alimentación y de retorno es prácticamente nula.

Para comprender como afecta la variación de la temperatura sobre COP del sistema regenerativo se puede hacer uso de la figura 4.10, en la cual se muestran los efectos en el aumento de la temperatura del

²⁹ Recuérdese que tanto el absorbedor como el evaporador funcionan a la presión de baja del sistema.

evaporador respecto a la variación en las concentraciones de los flujos 1 y 4, así como el aumento en la relación de flujo.

Cabe señalar que el comportamiento de las concentraciones y las relaciones de flujo sigue siendo el mismo para ambos sistemas, sin embargo el análisis que se presenta a continuación corresponde a los casos límite para el sistema de refrigeración con regeneración, el cual presenta un descenso relativamente menos agudo en el COP debido al reaprovechamiento energético generado por el uso del subenfriador.

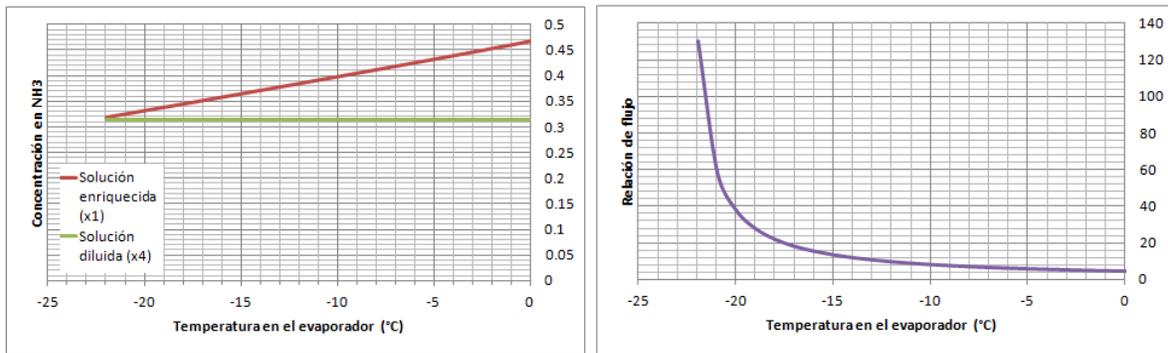


Figura 4.10 Gráficas concentración y relación de flujo vs temperatura en el evaporador.

Nuevamente para poder darse cuenta del resultado de la variación de la temperatura es preciso analizar los extremos del intervalo de operación de dicho dispositivo. Por un lado cuando se supone una temperatura en el evaporador de 0°C , la contribución energética vía energía térmica es de 5.47 KW, mientras que la potencia de bombeo requerida será de 0.02147 KW. A esta temperatura la solución enriquecida producto de la absorción tiene una concentración de 0.4685, lo cual permite apreciar un potencial de separación de 0.1542 respecto a la solución diluida, en términos de relación de flujo esto implica 4.447 unidades de masa enriquecida por cada unidad másica de vapor de refrigerante puro producido.

Ahora bien, cuando el evaporador disminuye su temperatura a -22°C el proceso de absorción solo puede generar una solución enriquecida de 0.3195 produciendo que el potencial de separación sea de solo 0.0052. Con dicho potencial será necesario cubrir la misma carga de enfriamiento, por lo cual se ha de requerir de un aumento en la relación de flujo. A estas condiciones la relación de flujo pasa de 4.447 a 130.5, treinta veces más que cuando el evaporador operaba a 0°C . Al aumentar la relación de flujo aumenta inherentemente la potencia suministrada al sistema, lo cual se traduce en un aporte térmico de 20.05 KW y una contribución energética de bombeo de 0.7217 KW, que en comparación con el sistema que opera a 0°C representa un aumento de 3.66 veces más energía térmica y de casi 34 veces más potencia de bombeo.

Antes de finalizar este análisis es necesario indicar que en ambos sistemas el COP tiende a disminuir drásticamente a medida que se disminuye la temperatura en el evaporador, por su parte el sistema regenerativo disminuye 278 %, mientras que el sistema básico disminuye 291%; lo cual implica que el uso del preenfriador genera que el descenso del COP sea 13% menos pronunciado.

4.1.5 Efectos del aumento de carga frigorífica sobre la potencia de bombeo.

Por último conviene analizar ahora que sucede cuando se altera paulatinamente la carga frigorífica deseada, mientras se mantienen constantes todas las temperaturas de operación. En la gráfica que se presenta a continuación (Figura 4.11), se observa el aumento en el consumo de potencia por parte de la bomba a medida que se aumenta la potencia frigorífica.

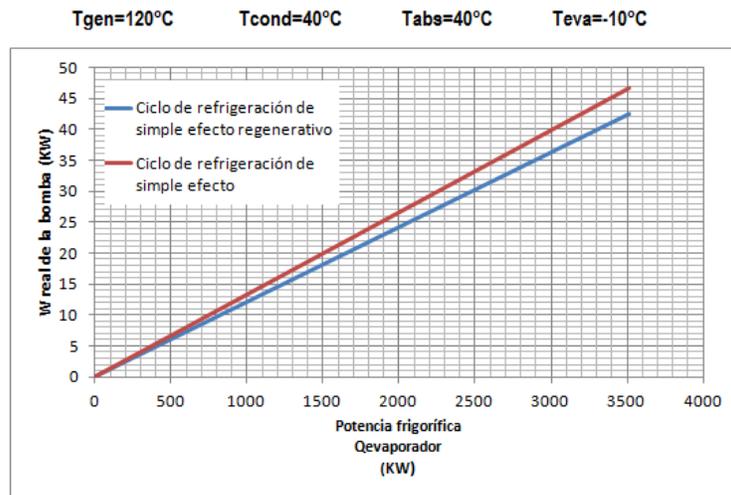


Figura 4.11 Gráfica W_{real} vs Potencia frigorífica deseada.

En dicha gráfica se muestran dos líneas rectas, primeramente una la línea roja, la cual corresponde al consumo energético de bombeo respecto al sistema de absorción de simple efecto y posteriormente se muestra una línea azul, la cual muestra los requerimientos energéticos del mismo dispositivo cuando se genera un reaprovechamiento de la energía mediante el uso del preenfriador. La diferencia entre ambos sistemas estriba en que, a medida que se aumenta la carga frigorífica de diseño, el sistema de refrigeración regenerativo consume 10 % menos energía eléctrica a nivel de la bomba, respecto al sistema de simple efecto básico.

Cabe recordar que la potencia suministrada a la bomba se da mediante energía eléctrica, sin embargo esta potencia suministrada es al menos 100 veces más pequeña que la potencia térmica suministrada en el generador, razón por lo cual se ratifica que el sistema de absorción es una opción bastante viable siempre y cuando se le suministre potencia térmica residual, pues el requerimiento energético a nivel de la bomba es muchas veces inferior respecto al suministrado en el generador y se reduce todavía más, si se toma en cuenta que el empleo de preenfriador disminuye el requerimiento energético de dicho dispositivo.

Como se ha señalado, el comportamiento de la potencia de bombeo es completamente lineal a lo largo del intervalo de iteración, el cual toma como valor inicial una potencia de diseño de la instalación de 3.517 KW (una tonelada de refrigeración) y culmina cuando la potencia final es de 3517 KW (1000 toneladas de refrigeración). Así mismo en la simulación se han mantenido constantes todas las temperaturas de operación en cada uno de los dispositivos, lo cual implica que los estados termodinámicos siguen siendo exactamente los mismos, por lo cual únicamente los flujos másicos y los aportes energéticos han aumentado equitativamente y generan por lo tanto un comportamiento directamente proporcional.

4.2 Resultados del análisis exerético

El análisis anterior referente a la primera ley ha permitido comparar energéticamente el sistema de absorción de simple efecto respecto al sistema de simple efecto con regeneración. De ese análisis fue posible determinar las ventajas energéticas de la regeneración. Así mismo fue posible caracterizar en términos energéticos ambos ciclos e igualmente se ha explicado cómo influyen las temperaturas de operación del sistema respecto a COP, sin embargo en dicho análisis no se ha contemplado en ningún momento las pérdidas energéticas y por lo tanto no se permite visualizar el verdadero desempeño del ciclo, pues el análisis de primera ley ofrece una primera aproximación al funcionamiento del sistema, sin embargo es necesario estudiar el sistema más profundamente a fin de determinar (en términos exeréticos) el auténtico comportamiento del sistema.

A continuación se presenta la segunda parte del análisis paramétrico a las condiciones de diseño especificadas y en el cual se evaluará el desempeño exerético del sistema. En primer lugar se analizará nuevamente como intervienen los dispositivos de reaprovechamiento energético en el sistema de refrigeración por absorción, posteriormente se procederá obtener los parámetros exeréticos del sistema y finalmente se apreciara la sensibilidad del sistema ante la variabilidad de las temperaturas de operación en cada dispositivo.

4.2.1 Efectos del reaprovechamiento energético sobre la eficiencia de segunda ley.

En la Figura 4.12 se puede apreciar la variabilidad de la eficiencia de segunda ley respecto a la eficacia de los dispositivos encargados del reaprovechamiento energético. La curva de color roja representa la eficiencia de segunda ley del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, cabe recordar que este ciclo hace uso solamente del intercambiador de calor. La curva de color azul representa la misma eficiencia respecto al sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo, este sistema hace uso tanto del intercambiador de calor como del preenfriador.

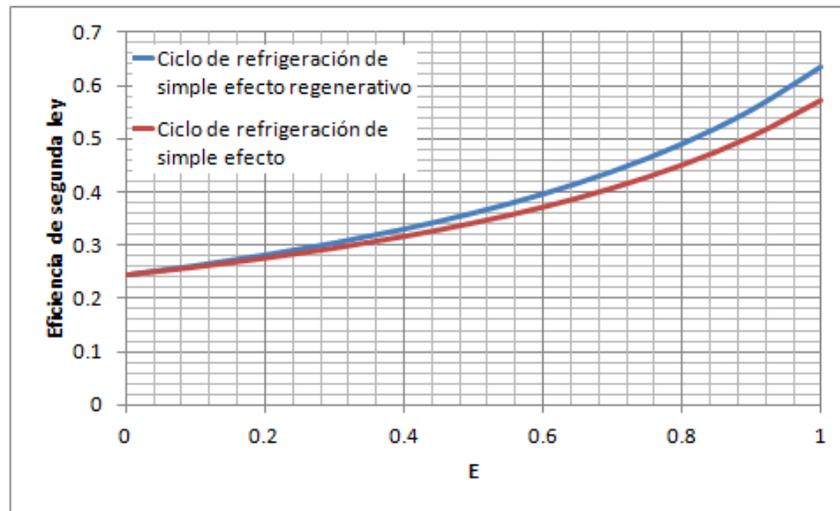


Figura 4.12 Gráfica η_{II} vs E

Ambas gráficas muestran los efectos positivos que tiene el aumento de la eficacia de los dispositivos sobre la eficiencia de segunda ley, sin embargo el sistema que genera el reaprovechamiento energético ostenta mayor rendimiento respecto al sistema que prescinde del preenfriador. Como ejemplo se ha de comparar el rendimiento del ciclo de absorción con regeneración respecto al ciclo básico sin regeneración a las mejores condiciones existentes, esto es, cuando los intercambiadores de calor tienen una eficacia de 0.9. Por un lado a estas condiciones el primer ciclo ofrece una eficiencia de segunda ley de 0.3048, mientras que el segundo ofrece una eficiencia de segunda ley de 0.2773. Comparando ambos resultados se observa que al igual que en el análisis energético, la sola inclusión del preenfriador ofrece una mejora sustancial del 10% sobre la eficiencia de segunda ley, aceptable si se toma en cuenta que la alteración al ciclo consiste en la sola adición del preenfriador y no en la modificación del sistema de destilación o absorción.

En este momento es necesario señalar que el análisis se ha generado respecto a la eficiencia de segunda ley porque se considera que es un parámetro fiable para analizar de una manera integral las irreversibilidades del sistema, sin embargo se hace necesario de un análisis más específico respecto a las irreversibilidades que permita apreciar los dispositivos en los cuales se dan lugar las mayores pérdidas energéticas, es por ello que a continuación se presentan los resultados del análisis exergético.

4.2.2 Cálculo de pérdidas energéticas

Para comenzar el análisis exergético debe recordarse que en la sección 3.5 se determinó que el sistema de absorción, puede ser caracterizado mediante tres parámetros importantes, estos son: COP de Carnot, COP exergético y la eficiencia de segunda ley. Como se recordará el primer parámetro determinará el COP máximo teórico del sistema de absorción a condiciones de completa reversibilidad. El segundo coeficiente permitirá conocer la eficiencia de segunda ley en términos globales de irreversibilidad. Sin embargo el tercer coeficiente calculará la eficiencia de segunda ley de una manera alternativa, utilizando para ello el análisis puntual de irreversibilidades. Cabe recalcar que este último coeficiente es equivalente a la eficiencia de segunda ley en virtud de que ambos coeficientes compararán el desempeño energético del ciclo respecto al desempeño ideal que implica condiciones de cero irreversibilidad o bien de recuperación completa de exergía.

Antes de obtener numéricamente el valor de los parámetros anteriores es necesario contabilizar las pérdidas energéticas, para ello a continuación se presentan los resultados del balance exergético del ciclo de refrigeración de simple efecto regenerativo y del ciclo de simple efecto sin regeneración. Cabe señalar que los resultados que se presentan a continuación fueron determinados a partir de las condiciones de diseño establecidas en el capítulo anterior.

Tabla 4.1 Exergía destruida en el ciclo de refrigeración de simple efecto regenerativo

Equipo	Exergía destruida (KW)	Vector de destrucción de exergía
Generador	0.09413	4.626 %
Rectificador	0.1511	7.425 %
Condensador	0.1646	8.088 %
Evaporador	0.9169	45.06 %
Preenfriador	0.01876	0.9221 %
Válvula 1	0.02701	1.327 %
Válvula 2	0.02861	1.406 %
Absorbedor	0.4151	20.4 %
Intercambiador	0.2126	10.45 %
Bomba	0.006068	0.2982 %

Σ Exergía destruida = 2.035

La tabla anterior muestra las irreversibilidades locales en cada parte del ciclo mediante el vector de destrucción de exergía. Este vector indica que el dispositivo donde se llevan a cabo la mayor cantidad de irreversibilidades es el evaporador con poco más del 45 % del total de la exergía destruida global, así mismo expresa que los dispositivos encargados de realizar la compresión térmica (generador, rectificador, absorbedor y bomba) representan aproximadamente el 33 % de las irreversibilidades. El 22 % restante compete a dispositivos clásicos del sistema de refrigeración convencional o bien a dispositivos auxiliares del sistema absorción.

Por otra parte, la tabla 4.2 indica que el ciclo de absorción sin regeneración manifiesta un aumento en la exergía destruida de poco más de 7% respecto al sistema regenerativo, este aumento se aprecia en el vector de destrucción de exergía en el cual se muestra nuevamente que en el evaporador se sigue generando la mayor cantidad de irreversibilidades con cerca del 42% del total de la exergía destruida global, por su parte los dispositivos que realizan la compresión térmica representan aproximadamente el 34% de las irreversibilidades, mientras que el 24% restante corresponde a los demás dispositivos.

Tabla 4.2 Exergía destruida en el ciclo de refrigeración de simple efecto.

Equipo	Exergía destruida (KW)	Vector de destrucción de exergía
Generador	0.09413	4.724 %
Rectificador	0.1511	7.582 %
Condensador	0.1646	8.259 %
Evaporador	0.9169	41.87 %
Válvula 1	0.02701	3.597 %
Válvula 2	0.02861	1.436 %
Absorbedor	0.4151	21.56 %
Intercambiador	0.2126	10.67 %
Bomba	0.006068	0.3045 %

$$\Sigma \text{ Exergía destruida} = 2.19$$

Cabe señalar que aunque disminuyen las irreversibilidades en el evaporador, en elementos como las válvulas y el absorbedor se acrecienta la exergía destruida.

Una vez contabilizadas las pérdidas energéticas es posible determinar que el sistema de absorción de simple efecto regenerativo ofrece mejor rendimiento exergético y menores irreversibilidades esto debido al reaprovechamiento energético derivado del uso del preenfriador. En adelante se analizará este sistema debido a sus ventajas energéticas y exergéticas.

Para continuar con el análisis de irreversibilidades será necesario presentar los parámetros de funcionamiento del sistema, estos son:

$$COP_{\text{CARNOT}} = 1.817$$

Absorción

$$\eta_{II} = 0.3048$$

$$COP_{\text{exe}} = 0.2985$$

El primer coeficiente señala el COP máximo teórico del sistema de absorción cuando este opera en las condiciones de diseño especificadas, es decir a una temperatura de la fuente de energía (temperatura del generador) de $120^{\circ}\text{C} \approx 393.15 \text{ K}$, una temperatura de sumidero (temperatura del espacio refrigerado) de $-10^{\circ}\text{C} \approx 263.15 \text{ K}$ y una temperatura intermedia (temperatura ambiente) de $25^{\circ}\text{C} \approx 298.15 \text{ K}$, todas constantes tal y como se establece en los principios de Carnot.

El COP de Carnot para el sistema de absorción indica que el desempeño máximo del sistema considerándolo como un sistema completamente reversible será de 1.817, así pues el refrigerador tendrá que operar con un COP por debajo de este valor para poder considerar que el sistema es real e irreversible y por lo tanto concluir que el ciclo tiene lugar en la realidad. Si el COP fuese igual al COP máximo teórico esto indicaría que el ciclo es ideal reversible y si fuera superior se consideraría como imposible. En base a las consideraciones anteriores y retomando el valor del COP de 0.5537 (calculado en el análisis energético) y comparando ambos coeficientes y es posible concluir que se trata de un ciclo real e irreversible. En este punto es necesario señalar que ambos coeficientes solo proporcionan información de carácter energético, sin embargo cuando ambos valores se sustituyen ahora en la fórmula de la eficiencia de segunda ley cobran otro sentido y se dice entonces que por la irreversibilidades presentes en el sistema el ciclo puede acercarse solo al 30.48 % del COP máximo posible.

Un resultado equivalente es obtenido mediante el COP exergético, en este caso este parámetro ha calculado que el ciclo puede ofrecer solo el 29.85 % del COP máximo alcanzable. Ambos valores son muy cercanos y congruentes pues el error absoluto entre ellos es de apenas 2%. Esta variación entre coeficientes se debe a las consideraciones dictadas en el apartado 3.2, sin embargo como ambos valores distan muy poco entre sí, es preciso decir que el análisis exergético realizado proporciona una buena aproximación respecto al análisis global de irreversibilidades generado a partir de la eficiencia de segunda ley.

En el análisis anterior evidencio el efecto de las irreversibilidades sobre el sistema de simple efecto regenerativo a las condiciones de diseño propuestas, bajo estas circunstancias se puede apreciar que el desempeño exergético es relativamente aceptable si se toma en cuenta de que se trata de un sistema de

refrigeración alternativo que reaprovecha el potencial exergético que aún posee el calor residual. No obstante al igual que en el análisis energético se necesitará apreciar el efecto de la variación de las temperaturas de operación sobre el rendimiento exergético del ciclo, a fin de caracterizar el sistema y maximizar al mismo tiempo su desempeño.

4.2.3 Efectos de la variación de la temperatura en el generador sobre el COP exergético

Al igual que en el análisis energético, a partir de este momento se analizará el comportamiento del COP exergético del sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo al modificarse las temperaturas de operación de sus principales dispositivos. Las iteraciones se generarán a partir de las mismas condiciones de diseño y únicamente se variara la temperatura en el generador por lo cual la potencia frigorífica y las temperaturas de operación de los demás componentes se mantendrán constantes. El resultado de dichas iteraciones se muestra en la Figura 4.13, en ella se aprecia como influye la temperatura de operación en el generador respecto al COP exergético de ambos sistemas. Como era de esperarse el sistema que emplea el preenfriador vuelve a mostrar rendimientos exergéticos 10% superiores respecto al sistema básico.

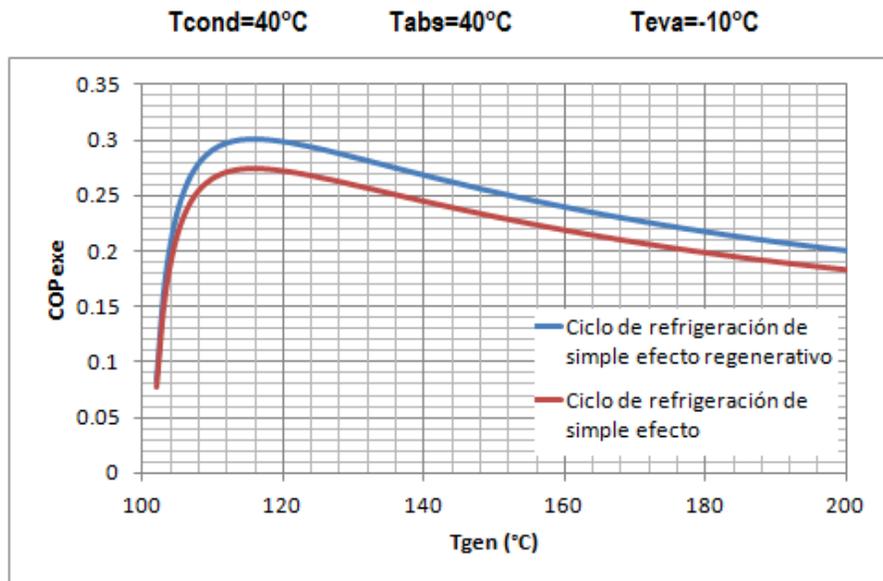


Figura 4.13 Gráfica COP exergético vs temperatura en el generador

Cabe recordar que el rango de temperaturas de la iteración está determinado por la concentración a la que se obtenga la solución enriquecida resultado del proceso de absorción y por la temperatura límite en la cual se produce el empobrecimiento máximo de la sustancia producida en el absorbedor.

Analizando el sistema de absorción con regeneración (el cual genera mejores prestaciones debido al reaprovechamiento energético) se puede decir primeramente que exhibe un comportamiento del COP exergético muy diferente al del COP energético, pues como se recordará los efectos de la temperatura del generador sobre COP energético proporcionan un comportamiento menos inestable, sin embargo en el caso del COP exergético el aumento del coeficiente es muy acelerado, llegando a un valor pico máximo y posteriormente sobreviene un decaimiento del rendimiento exergético a medida que se aumenta la temperatura en el dispositivo.

Este comportamiento podría considerarse inusual pues a simple vista no se puede advertir que es lo que origina este decaimiento, pero si se analiza la temperatura a la cual se da el máximo rendimiento exergético se obtiene un resultado interesante, a esta temperatura en el generador se obtiene el máximo reaprovechamiento energético en el intercambiador de calor, porque la solución enriquecida (a la que se le transfiere calor en este dispositivo) se precalienta lo suficiente para llegar a condiciones muy cercanas a la saturación pero todavía en fase líquida, lo que origina que al ingresar a la torre de destilación automáticamente entre en ebullición y genere vapores de amoníaco con el mayor grado de concentración alcanzable. En este punto la solución enriquecida que se inserta en la zona de alimentación, se encuentra en equilibrio con el vapor y el reflujo y por lo tanto se desprenden vapores de amoníaco a su máximo potencial. Sin embargo si la solución concentrada ingresa como líquido altamente subenfriado o como mezcla bifásica se produciría un desequilibrio en dicha zona que repercutiría sobre el rendimiento exergético del sistema.

Por una parte si la solución concentrada se suministrara muy por debajo de la temperatura de saturación se necesitaría parte del calor del vapor proveniente del generador para llevarlo primeramente a las condiciones de saturación y posteriormente para comenzar a vaporizar los componentes más volátiles de la solución, esto inherentemente traería como consecuencia una mayor cantidad de etapas en la zona de generación a fin de compensar el desequilibrio y generar el vapor de alta pureza que idealmente sería enviado a la zona de rectificación.

Por otro lado si la solución se suministrara por encima de la temperatura de saturación (es decir como mezcla bifásica binaria) al entrar en contacto con el vapor procedente del generador se entorpecería el intercambio de materia y energía debido a que la concentración del vapor generado tendría menor concentración en amoníaco de lo esperado, lo cual implicaría que los vapores enviados al rectificador necesiten pasar por un proceso de purificación más extenso lo cual derivaría en una amplia cantidad de etapas en la rectificación así como mayores necesidades de enfriamiento para generar el reflujo que permita obtener amoníaco puro a la salida de la torre de destilación.

Cabe añadir que la inestabilidad del COP exergético se debe en gran medida a que el incremento en la temperatura de este dispositivo también origina mayores pérdidas energéticas en el sistema, debido principalmente al desequilibrio generado en la zona de alimentación de la torre de destilación.

Como se puede apreciar el análisis exergético es muy meticuloso pues a diferencia del estudio energético, este análisis trata de ubicar lo más exactamente posible las mejores condiciones en las que se administre más eficientemente la energía disponible, pues como se vio en el párrafo anterior, contrario a lo que se pensaría el precalentar demás la solución concentrada no necesariamente significa que se esté aprovechando eficazmente la energía.

Por último cabe añadir que para el sistema regenerativo analizado, se concluye que la temperatura de operación óptima a la cual se obtiene el mejor rendimiento exergético es a la temperatura de $116^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

4.2.4 Efectos de la variación de la temperatura en el condensador y el absorbedor sobre el COP exergético

Antes de iniciar con el análisis exergético de estos dispositivos es necesario recordar que en el análisis energético se justificó la necesidad de que la temperatura de operación de ambos dispositivos sea la misma, sin embargo conviene saber si exergéticamente se comprueba nuevamente esta justificación. A continuación se presenta los resultados del análisis exergético realizado sobre el condensador.

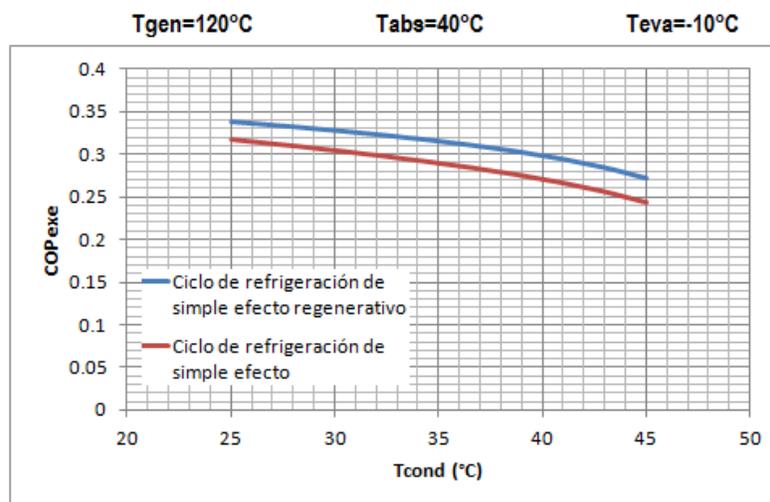


Figura 4.14 Gráfica COP exergético vs Temperatura en el condensador

Como se puede observar en la figura 4.14, el COP exergético nuevamente disminuye a medida que aumenta la temperatura en el condensador, este comportamiento se debe principalmente a que la temperatura del condensador genera un aumento proporcional solo en la presión de alta en el sistema, esto conlleva inherentemente mayores relaciones de flujo y por lo tanto un incremento en potencia térmica y eléctrica suministrada al generador y al sistema de bombeo respectivamente.

Por otro lado cabe añadir que al igual que en el análisis anterior, aquí también se genera un desequilibrio en la zona de alimentación pues la solución concentrada ingresa como mezcla bifásica binaria a la torre de destilación, sin embargo este efecto sobre el COP exergético es despreciable si se toma en cuenta que el rendimiento exergético es mucho más sensible al aumento en la diferencia de presiones en el sistema, pues como se ha reiterado, el aumento de la temperatura de trabajo en el condensador naturalmente implica aumento en la presión de alta del sistema, este aumento en la diferencia de presiones ocasiona que se acreciente simultáneamente la exergía destruida del sistema.

De este análisis se ha calculado que entre los límites de iteración (25°C a 45°C) el COP exergético del sistema regenerativo disminuyó 24%, mientras que el sistema básico se contrajo 30%. Así mismo, el sistema con regeneración ofreció rendimientos exergéticos 9% superiores respecto al sistema que prescinde del preenfriador.

Tal y como se esperaba el comportamiento del COP exergético es bastante sensible a la temperatura en el condensador, sin embargo es necesario apreciar si esta sensibilidad se registra también sobre el aumento de la temperatura en el absorbedor. A continuación se presenta (figura 4.15) la variación del COP exergético a medida que se aumenta la temperatura en el absorbedor.

Al igual que en el estudio realizado sobre el condensador, en este análisis el COP exergético muestra un comportamiento decreciente a medida que se aumenta la temperatura en el absorbedor. Esto se explica si se toma en cuenta que el proceso de absorción es proporcional a la temperatura, por lo cual al aumentar la temperatura se disminuye el potencial de absorción lo cual origina que la brecha entre la solución concentrada y empobrecida se acorte y que por lo tanto se requiera compensar este resultado con un aumento en la relación flujo para satisfacer la demanda frigorífica de diseño. Así mismo es necesario señalar que la disminución en dicho potencial ocasiona que aumente la exergía destruida del sistema a medida que se aumenta la temperatura.

Nuevamente como se esperaba el COP exergético presenta alta sensibilidad respecto a la variación en la temperatura de operación del absorbedor pues en este caso el proceso de absorción no se ve afectado por la diferencia de presiones pero si por la temperatura a la que opere el absorbedor.

De este análisis se ha calculado que entre los límites de operación el COP exergético de ambos sistemas disminuyó 26%. No obstante, el sistema con regeneración ofreció rendimientos exergéticos 10% superiores respecto al sistema que prescinde del preenfriador.

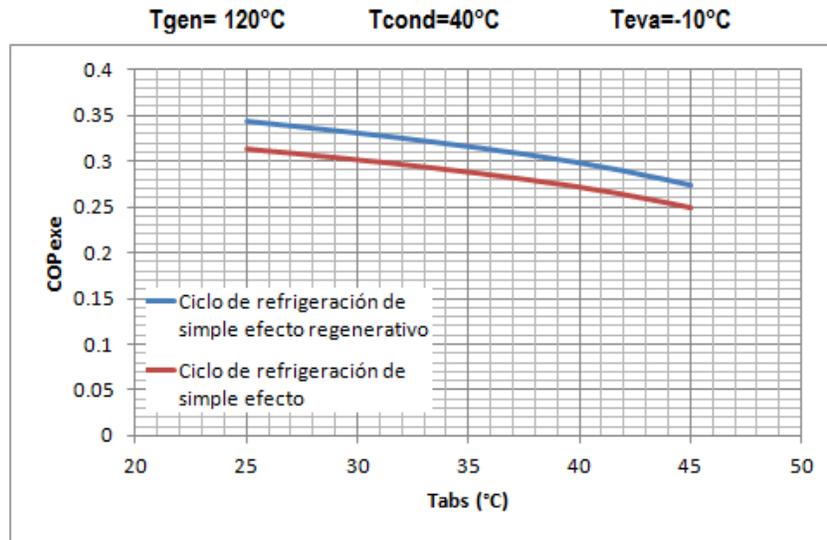


Figura 4.15 Gráfica COP exergético vs Temperatura en el absorbedor.

Antes de culminar con el análisis de estos dispositivos se presenta una última gráfica (Figura 4.16) en la cual se compara los efectos que tiene la temperatura del condensador y el absorbedor sobre el COP exergético cuando se mantienen iguales las temperaturas en ambos dispositivos.

Como puede observarse el COP exergético se maximiza cuando la diferencia de presiones es más pequeña debido a que se necesitara menores caudales en cada parte de ciclo y por lo tanto menor potencia suministrada, por otro lado cuando la diferencia de presiones es más amplia el COP exergético se minimiza debido a que aumentan sus requerimientos energéticos.

Esto se puede apreciar en la gráfica siguiente si se analiza el comportamiento de las curvas posterior a los 40°C, pues a esta temperatura el COP exergético inicia con un descenso más abrupto.

La gráfica 4.16 permite contabilizar los efectos positivos de la regeneración, ya que en este caso en particular, al modificarse gradualmente la temperatura de operación de ambos dispositivos el COP exergético aumenta en promedio 9 % más respecto al sistema de simple efecto básico.

Lo cual lleva a inferir que, al operar a temperaturas y presiones bajas (en ambos dispositivos) el sistema de absorción regenerativo logra aumentar su rendimiento exergético debido a que se aprovecha mejor la energía y se potencializa el proceso de absorción, ocasionando que por lo tanto disminuyan sustancialmente las pérdidas energéticas.

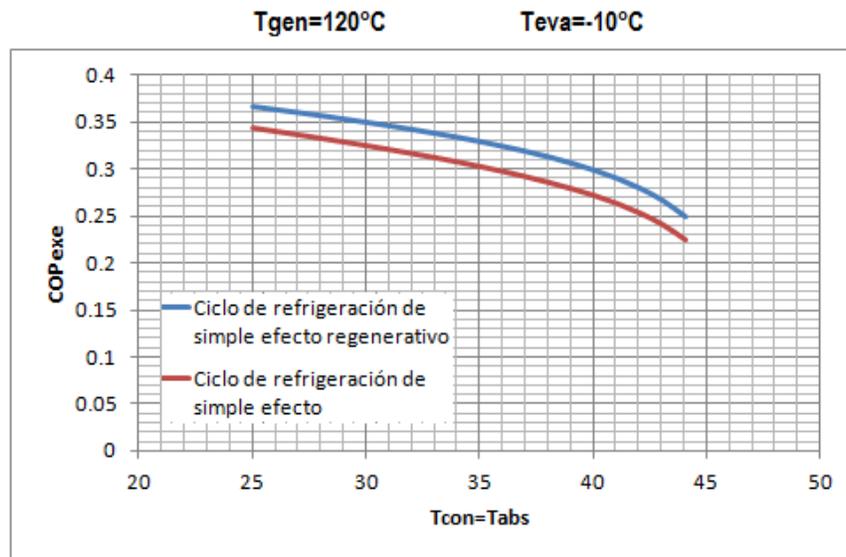


Figura 4.16 Gráfica COP exergético vs $T_{condensador} = T_{absorbedor}$

Antes de concluir el análisis exergético en el condensador y el absorbedor es necesario comparar los rendimientos exergéticos (del sistema regenerativo) y unificarlos en una gráfica (Figura 4.17) con el objetivo de determinar las causas por las cuales ambos dispositivos generalmente deberán operar a la misma temperatura.

Al analizar esta última gráfica se calcula que a temperaturas bajas e iguales en ambos dispositivos se maximiza el rendimiento del ciclo aumenta cerca de un 6 % respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el condensador y un 5% respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el absorbedor. Sin embargo esta tendencia disminuye a medida que la temperatura en ambos dispositivos se incrementa y se invierte completamente posterior a los 40°C. A partir de esta temperatura se minimiza el COP exergético del sistema llegando a ser inferior 10% respecto a ambas iteraciones.

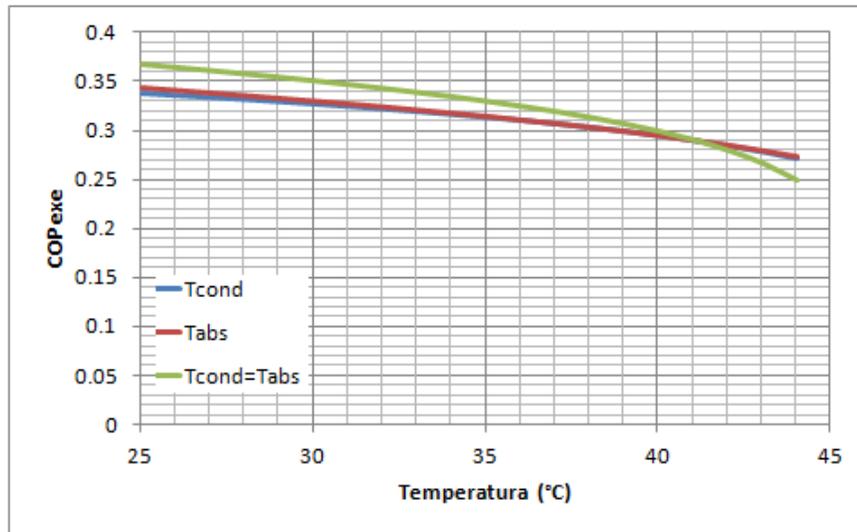


Figura 4.17 Gráfica COP exergético vs Temperatura

4.2.5 Efectos de la temperatura del evaporador sobre el COP exergético

El tercer dispositivo a estudiar es el evaporador el cual es de gran relevancia en el sistema de absorción porque en este componente se fijara la temperatura de diseño la cual consecuentemente determinará la presión de baja del sistema.

El análisis energético de este dispositivo mostró que a menores temperaturas, el COP disminuye debido a que se amplía la diferencia de presiones del sistema, lo que causa que se aumente la relación de flujo en el sistema y que por lo tanto se precise suministrar mayor potencia a la bomba y al generador para poder satisfacer la demanda frigorífica. Sin embargo el comportamiento del COP exergético muestra un comportamiento muy diferente, esto se puede ver en la figura 4.18, en la cual se muestra la transición del sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo y del sistema de refrigeración de simple efecto, cuando se modifica la temperatura de operación en el evaporador, mientras se mantiene constante la temperatura de operación en el generador, absorbedor y el generador, así como la potencia frigorífica de diseño.

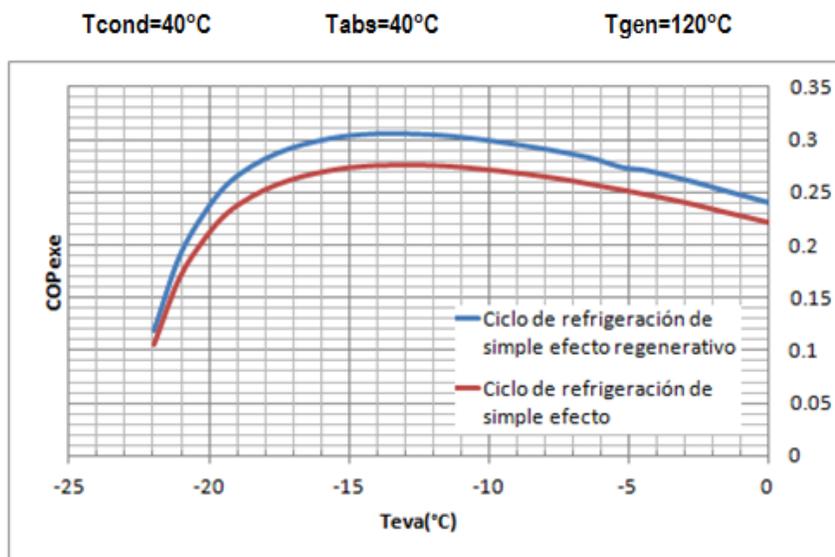


Figura 4.18 Gráfica COP exergético vs temperatura en el evaporador.

Como se puede apreciar el COP exergético presenta un comportamiento diferente al esperado, pues los resultados muestran que al disminuir la temperatura del evaporador el rendimiento exergético primeramente se incrementa lentamente hasta alcanzar un valor máximo y posteriormente cae drásticamente hasta llegar al último valor de la iteración. El valor máximo del COP exergético del sistema regenerativo es de 0.305 y corresponde a la temperatura de -14°C .

El comportamiento del rendimiento exergético puede resultar ambiguo a primera vista, sin embargo si se analiza lo que ocurre a la temperatura a la cual se registra el COP exergético más alto, se puede valorar que a esta temperatura la solución bombeada de la zona de baja presión es precalentada en el intercambiador de calor lo suficiente como para ingresar a la torre de destilación fase líquida (ligeramente subenfriada) de tal manera que al mezclarse en la zona de alimentación, la interacción con el vapor ascendente y el reflujo descendente se dé en perfectas condiciones en equilibrio. Recuérdese que a mayor desequilibrio en la zona de alimentación se requerirán de mayores etapas de empobrecimiento en la zona de generación o bien de purificación en la zona de rectificación.

Por último cabe añadir que nuevamente que el sistema de absorción con regeneración presenta coeficientes exergéticos 10% superiores respecto al sistema básico de absorción. Así mismo se ha calculado que entre los límites de operación el COP exergético del sistema regenerativo disminuyó 158%, mientras que el sistema básico se contrajo 161%.

Capítulo 5

Optimización del sistema de absorción de simple efecto regenerativo.

El análisis paramétrico hasta ahora generado, ha mostrado la sensibilidad de los rendimientos del sistema respecto a la variación de las temperaturas de trabajo de los principales dispositivos de ciclo. De este análisis se ha podido establecer temperaturas óptimas de operación en la cuales se potencializa los rendimientos del sistema. Es razonable pensar que una vez determinadas estas temperaturas es posible implementarlas simultáneamente, pues en teoría se maximizaría el COP y el COP exergético del sistema, sin embargo esta consideración es parcialmente correcta, pues al aplicar todas las modificaciones efectivamente se alcanzarían altos rendimientos sin embargo es muy probable que al no fijar la temperatura de diseño en algún dispositivo, la operatividad del sistema sea muy limitada.

Como ejemplo supóngase que se aplican a la par todas las mejoras resultado del análisis paramétrico. Por un lado se reducirán e igualaran las temperaturas del condensador y el absorbedor a 25 °C, y por otro lado se disminuirá la temperatura del evaporador a 0°C. El resultado de aplicar dichas consideraciones sobre el sistema de absorción con regeneración produce que el COP aumente a 0.77 registrando una temperatura óptima en el generador de 70 °C. Así mismo se encuentra que COP exergético asciende a 0.6314 cuando la temperatura en el generador es de 58.5 °C. Como se puede apreciar, ambos rendimientos han mejorado significativamente pero resultan un poco imprácticos pues el refrigerador operará a una temperatura no muy baja y por lo tanto la aplicación del sistema estará encaminada a requerimientos industriales específicos donde la temperatura del espacio a refrigerar sea de solo 0 °C. Cabe señalar que el sistema no goza de mucha aplicabilidad debido a que los sistemas de refrigeración industrial están diseñados para operar comúnmente muy por debajo esta temperatura.

Como se puede observar la aplicación simultánea de todas las mejoras no es una opción sería para mejorar el sistema de absorción. Es por ello que se necesitará fijar la temperatura de algún dispositivo, pues mantener constante una temperatura delimitará el diseño del sistema y permitirá modificar las temperaturas de los demás dispositivos a fin de encontrar las condiciones óptimas de funcionamiento, en las cuales se potencialicen los rendimientos del sistema.

Sin embargo la elección de esta temperatura no es arbitraria pues usualmente está sujeta a dos condiciones:

1. La temperatura del espacio refrigerado es constante y definida con antelación en base al requerimiento frigorífico industrial deseado.
2. La temperatura de operación del generador es constante y depende de la temperatura a la cual se encuentre la fuente de energía térmica.

Para la presente investigación la optimización del sistema se realizará en base a la primera consideración, pues se supondrá que, es más importante que el diseño del sistema este delimitado por una temperatura previamente establecida en el evaporador y sobre la cual se han de emplear las modificaciones generadas en el análisis paramétrico a fin de mejorar los rendimientos energéticos y exergéticos del sistema. **Es necesario recordar que para el sistema de absorción propuesto se supone una misma temperatura para el condensador y el absorbedor de 40°C, una carga frigorífica de 3.517 KW y una temperatura de diseño del generador y el evaporador de 120°C y -10°C respectivamente.**

Aplicando las mejoras al sistema regenerativo propuesto, es posible asegurar que el sistema de absorción operará de manera más eficientemente cuando se igualen y disminuyan gradualmente las temperaturas de operación del condensador y el absorbedor. Cabe añadir que ante esta modificación se ampliara el rango de trabajo del sistema y en dicho rango existirá al menos un valor de temperatura en el generador en donde se registre los rendimientos energéticos y exergéticos más altos. Esto se puede comprender mejor si se visualiza la figura 5.1, en la cual se analiza la variabilidad en el COP del sistema de refrigeración por absorción regenerativo cuando se disminuyen proporcionalmente las temperaturas en el condensador y el absorbedor.

Como se puede apreciar a medida que se disminuyen las temperaturas en ambos dispositivos, se registran rendimientos energéticos más altos, se amplía el rango de operación del sistema y se disminuye la temperatura óptima de funcionamiento.

Como ejemplo se retomará el análisis energético del sistema de refrigeración por absorción regenerativo planteado en esta investigación³⁰ (curva azul claro). De este análisis se concluye que el ciclo alcanza el COP más alto de 0.5673 cuando las temperaturas de trabajo en el generador se encuentren en el rango de los 139°C a los 146 °C. Es necesario recordar que el sistema opera en el intervalo de temperaturas que va de 102°C hasta 200°C y que dichas temperaturas corresponden a la temperatura de saturación de la mezcla y a la temperatura de evaporación del absorbente respectivamente.

³⁰ Consúltense el apartado 4.1 y 4.2

Así mismo se requiere precisar que la concentración amoniacal de la mezcla está en función de la temperatura de operación del absorbedor, por lo que a la temperatura propuesta para el absorbedor (40°C), la concentración de la solución líquida a condiciones de saturación será de 0.3988.

No obstante, si la temperatura del absorbedor desciende gradualmente el proceso de absorción se maximizará y por lo tanto la concentración de la solución aumentará así como el potencial de separación de la mezcla³¹, pero si además se disminuye en la misma proporción la temperatura de operación del condensador, los rendimientos energéticos y exergéticos se ampliarán notablemente resultado de la disminución de la diferencia de presiones del sistema.

Es por ello que a continuación se mostrará la influencia de la disminución gradual de las temperaturas de ambos dispositivos sobre el COP del sistema regenerativo y sobre la temperatura de operación del generador.

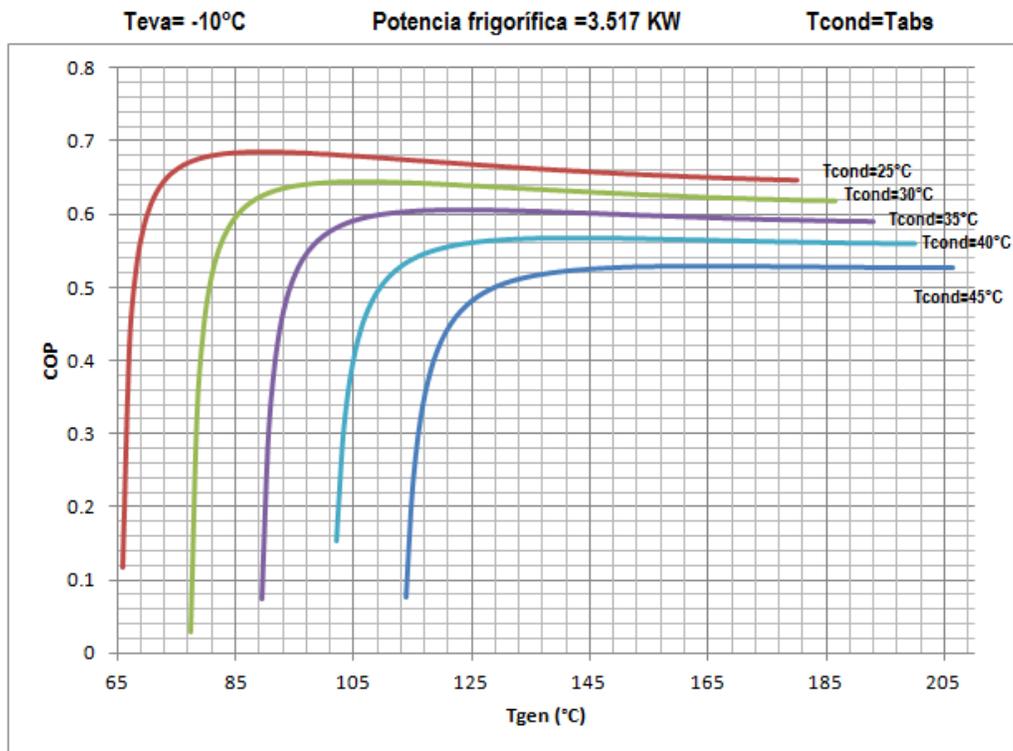


Figura 5.1 Gráfica COP vs temperatura en el generador

³¹ Este aumento beneficiará al ciclo puesto que el sistema aumentará sus rendimientos debido al descenso de la relación flujo y por la correspondiente disminución en el aporte energético.

Como se puede apreciar en la figura 5.1, la disminución de la temperatura de ambos dispositivos conlleva un aumento en el intervalo de operación del generador, así como un incremento considerable en el rendimiento energético del sistema.

Para percibir satisfactoriamente la influencia de esta modificación, se analizará el sistema cuando los dispositivos trabajan a 25°C (curva roja). Adviértase que como se afirmó, el COP se ha potencializado, pues ha alcanzado un valor máximo de 0.6846 a una temperatura de operación en el generador de 90°C. Este aumento en el COP representa que el rendimiento energético es aproximadamente 24% superior respecto al sistema regenerativo propuesto.

Como se podrá notar en la misma gráfica, adicionalmente se han incluido las curvas de operación del sistema regenerativo cuando las temperaturas de operación en el absorbedor y el condensador se fijan a 30°C, 35°C y 45°C. Los resultados para cada condición se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Variación de los parámetros energéticos del sistema de absorción regenerativo para temperaturas iguales en el condensador y absorbedor

Tcond=Tabs °C	Rango de temperaturas operación °C	Temperatura óptima de operación °C	COP más alto registrado
25	66-180	90	0.6846
30	77.5-186.5	106	0.6446
35	89.5-193	123-124	0.6056
40	102-200	139-146	0.5673
45	114-206.5	160-169	0.53

A partir de los resultados anteriores se aprecia que la principal ventaja de disminuir en la misma proporción las temperaturas en ambos dispositivos radica en la ampliación del rango de operación del sistema, lo cual permitirá obtener temperaturas de operación óptimas más bajas. En este sentido se ha de señalar que esta es una ventaja muy significativa pues si se ha supuesto que el aporte energético es mediante vapor de agua generado a partir de gases de combustión o de formas de energía alternativas (solar o geotérmica), el sistema podrá operar a buenas condiciones usando desde agua caliente hasta vapores de baja y media entalpia.

Por otro lado es necesario mencionar que a partir de la figura 5.1, también se puede apreciar que la disminución de las temperaturas en ambos dispositivos se traduce en rendimientos energéticos menos estables, pues a bajas temperaturas en el condensador y el absorbedor, las temperaturas óptimas de operación se reducen a una sola temperatura o bien a un intervalo de temperaturas pequeño.

Para ejemplificar esto, de nuevo se comparará el sistema cuando la temperatura del absorbedor y el condensador se disminuye a 25°C respecto al mismo sistema pero en el cual los dispositivos se encuentran ahora a 40°C. Como se puede apreciar cuando la temperatura de los dispositivos desciende a 25°C los rendimientos tienden a ser más variables. Por su parte en el sistema en el que la temperatura de los mismos componentes se encuentra ahora a 40°, revela que los rendimientos son constantes en un intervalo de temperatura de operación óptima y disminuyen solo ligeramente posterior a dicho intervalo. En términos globales esta desventaja no es muy significativa pues aún cuando se trabaje fuera de la temperatura óptima de operación, se garantiza que el primer sistema ofrecerá rendimientos más altos respecto al segundo.

Es necesario señalar, que si bien el sistema de absorción proporcionará rendimientos más altos cuando el absorbedor y el condensador operen a temperaturas bajas e iguales, ello implica también, que se necesite de un sistema de enfriamiento estable que logre mantener constante sus temperaturas. En este caso, se necesitará de un sistema de agua de enfriamiento que permita rechazar grandes cantidades de calor, este sistema consistirá en la adición de una torre de enfriamiento al sistema de absorción. Este dispositivo buscará mantener constante las temperaturas de operación del absorbedor y el condensador a fin de garantizar que las temperaturas de ambos dispositivos se den a las condiciones de diseño especificadas y que por lo tanto proporcionen un correcto funcionamiento del sistema.

Por otro lado, el caso contrario ocurre cuando la temperatura de operación de los dos dispositivos es alta, en este caso se necesitará retirar menos calor y por lo tanto se prescindirá de la torre de enfriamiento y bastará con un sistema de enfriamiento más sencillo (usualmente de aire) que permita conservar la temperatura de operación del condensador y evaporador.

En conclusión, al disminuir e igualar las temperaturas de operación de los dispositivos antes mencionados, se generarán rendimientos notablemente más amplios, sin embargo el costo de la infraestructura del sistema aumentará obligadamente, por lo cual el diseño de este tipo de sistemas deberá ser examinado mediante un análisis costo-beneficio que determinará la factibilidad de la implementación de una torre de enfriamiento sobre el sistema o se inclinara por la supresión de la torre de enfriamiento, admitiéndose menores rendimientos pero a costos de operación más moderados.

Por otro lado cabe señalar que el análisis anterior resultaría inconcluso si no se tomaran en cuenta los efectos de las irreversibilidades, es por ello que a continuación se muestra la Figura 5.2, en la cual se incluye la variación del COP exergético del sistema regenerativo respecto a la disminución de la temperatura en los mismos dispositivos.

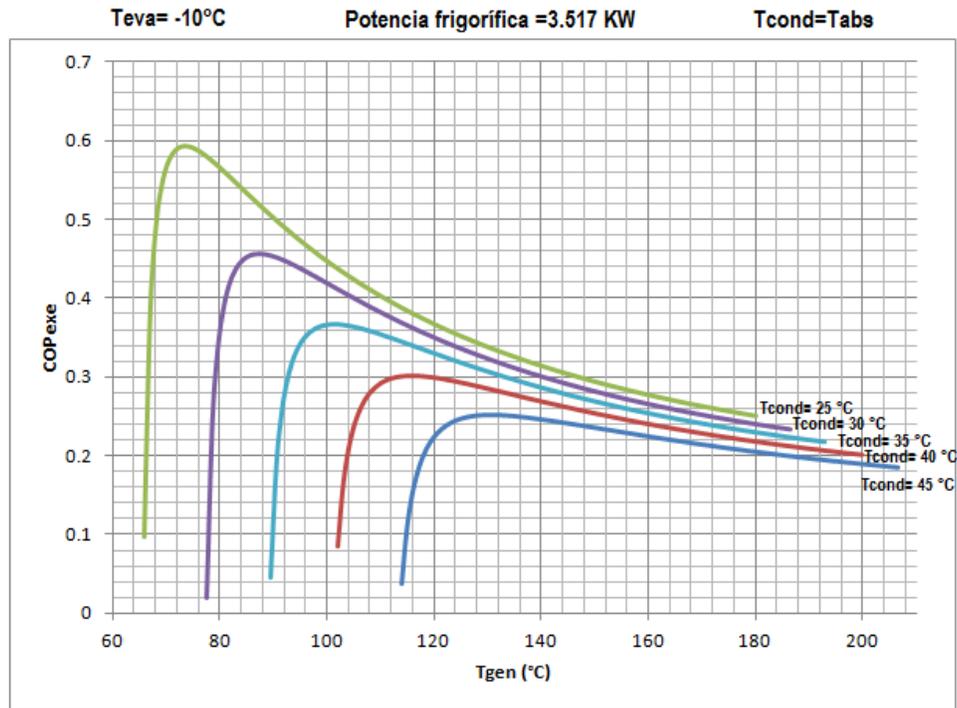


Figura 5.2 Gráfica COP exergético vs temperatura en el generador

Nuevamente se tomara como ejemplo sistema de refrigeración por absorción regenerativo planteado en esta investigación (ahora curva roja), respecto al mismo sistema pero cuando ambos dispositivos operan a 25°C (curva verde). Este análisis concluye que el primer sistema registra un COP exergético de 0.3008 a una temperatura óptima en el generador de 116 °C. Por otro lado el segundo sistema sugiere que la disminución de las temperaturas de los dispositivos ha maximizado el desempeño exergético del ciclo, pues a dichas condiciones el COP exergético ha aumentado a 0.5919 lo que representa un aumento en el COP exergético del 98% respecto al anterior. Así mismo se ha determinado que a estas circunstancias, la temperatura óptima de funcionamiento del generador se da a 74 °C.

De igual manera que en el caso anterior, se incluyen las curvas de operación del sistema regenerativo cuando las temperaturas de operación en el absorbedor y el condensador se fijan a 30°C, 35°C y 45°C. Los resultados para cada condición se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 5.2 Variación parámetros exergéticos del sistema de absorción regenerativo para las temperaturas iguales en el condensador y absorbedor

Tcond=Tabs °C	Temperatura óptima de operación °C	Exergía destruida del sistema (KW)	COP exergético más alto registrado
25	74	1.257	0.5924
30	87.5	1.492	0.4567
35	101	1.746	0.366
40	116	2.023	0.3008
45	130-131	2.238	0.2514

De los resultados concentrados en la tabla anterior se puede afirmar que el sistema mejora su rendimiento exergético cuando se disminuyen en la misma proporción las temperaturas en ambos dispositivos. La mejora en el COP exergético es inmejorable pues se alcanzan rendimientos exergéticos de casi el 60%, lo cual representa una ventaja muy representativa pues se genera una disminución de la exergía destruida en el sistema y por lo tanto existe un mejor aprovechamiento de la energía.

Sin embargo hay que aclarar que a diferencia del COP, el COP exergético es altamente inestable pues posterior a su máximo valor el rendimiento del sistema cae abruptamente, este comportamiento es más notable a temperaturas bajas en el condensador y absorbedor y moderado altas temperaturas en dichos dispositivos. Por esta razón será necesario tener un correcto cuidado de las condiciones a las cuales se suministra la solución concentrada a la torre de destilación a fin de generar el menor desequilibrio en la zona de alimentación y reducir las irreversibilidades en este proceso, pues de lo contrario COP exergético disminuirá rápidamente a medida que se aumente la temperatura en el generador.

Cabe añadir que pese a que el comportamiento del COP exergético es muy inestable a temperaturas bajas en el condensador y el absorbedor, no obstante, se tiene la plena seguridad de que aún a estas condiciones se generaran los mejores rendimientos exergéticos del sistema.

Es necesario aclarar que la optimización exergética anterior, fue generada a partir de las consideraciones realizadas en el apartado 3.2, sin embargo para validar la metodología aquí empleada es necesario comparar el análisis exergético con el análisis global de irreversibilidades generado a partir de la eficiencia de segunda ley, para ello se mostrara la siguiente tabla en la cual se puede apreciar la similitud entre los ambos cálculos.

Tabla 5.3 Comparación entre el COP exergético y η_{II} para el sistema de absorción regenerativo cuando las temperaturas el condensador y absorbedor son idénticas.

Tcond=Tabs °C	COP exergético más alto registrado	η_{II} más alta registrada	Error relativo (%)
25	0.5924	0.6188	4.26
30	0.4567	0.4736	3.56
35	0.366	0.3776	3.07
40	0.3008	0.3092	2.71
45	0.2514	0.2578	2.48

En base a los resultados proporcionados por esta tabla es posible apreciar que el error relativo entre ambas maneras de calcular los rendimientos exergéticos es muy pequeño, pues los valores calculados del COP exergético y la eficiencia de segunda ley son muy similares y no incurren en errores mayores al 5%, por lo cual es posible asegurar nuevamente que el análisis realizado a partir del COP exergético es una medida aceptable para apreciar los efectos puntuales de las irreversibilidades en el sistema. Para confirmar la declaración anterior se presenta la figura 5.3 en la que se mostraran la similitud entre el COP exergético y la eficiencia de segunda ley cuando la temperatura del condensador y el absorbedor es la misma y aumenta gradualmente desde 25°C hasta los 45°C.

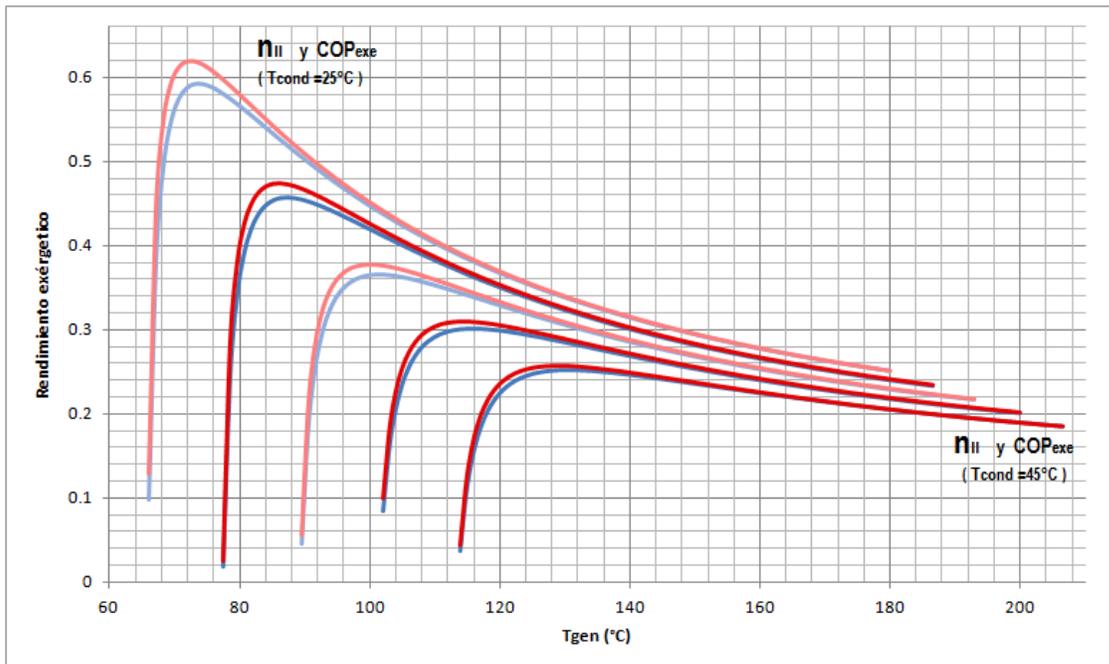


Figura 5.3 Rendimiento exergético vs Temperatura en el generador

Nótese que las funciones con el mayor rendimiento exergético corresponden a la eficiencia de segunda ley (curvas rojas), mientras que las funciones que se encuentran ligeramente por debajo de las primeras (curvas azules) corresponden al COP exergético. En ambas curvas la diferencia es mínima y solo es apreciable en la temperatura óptima de operación del generador.

Hasta ahora se puede afirmar que la optimización del sistema se da como resultado de la disminución de las temperaturas de operación del condensador y el absorbedor, esto debido a que se aprovecha más eficientemente la energía y por lo tanto se disminuye la exergía destruida del sistema. Sin embargo no se ha hecho hincapié en los dispositivos donde se dan lugar la mayor cantidad de irreversibilidades es por ello que conviene echar un último vistazo al análisis exergético en términos del vector de destrucción de exergía. Para ello se visualizará la exergía destruida en cada equipo a medida que se igualan y disminuyen proporcionalmente las temperaturas en el condensador y el absorbedor.

Cabe mencionar que el análisis se ha realizado en base a las temperaturas óptimas de operación en el generador, temperaturas en donde maximiza el COP exergético. (Véase tabla 5.2)

La figura 5.4 muestra la evolución de las irreversibilidades del sistema de absorción con regeneración a diferentes temperaturas de trabajo en el condensador y absorbedor.

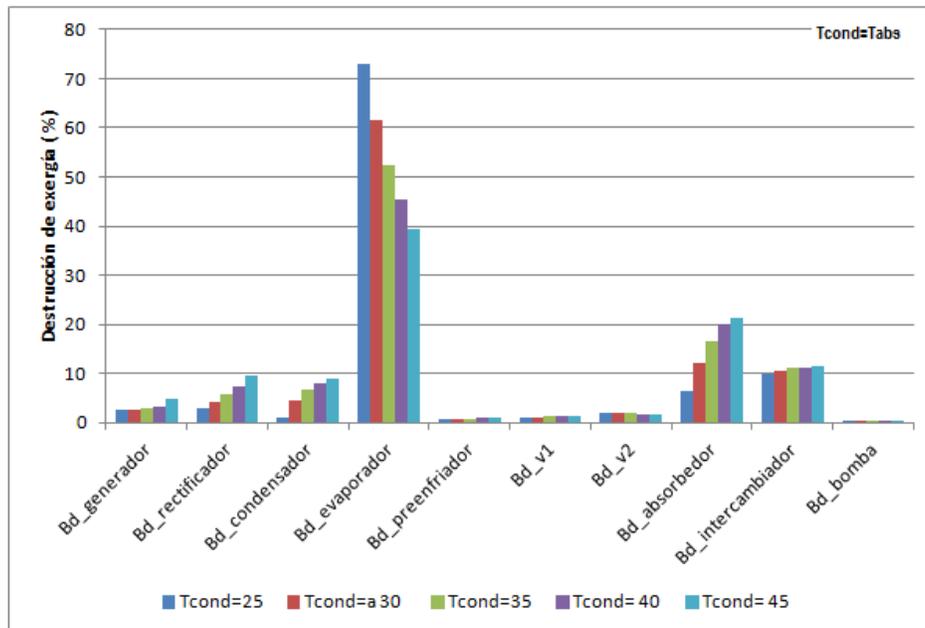


Figura 5.4 Porcentaje de destrucción de exergía por equipo.

Los resultados de la gráfica anterior son mostrados detalladamente en la siguiente tabla:

Tabla 5.4 Evolución de las irreversibilidades del sistema de absorción regenerativo cuando las temperaturas de trabajo en el condensador y absorbedor son idénticas.

Dispositivo	Vector de destrucción de exergía (Tcond=25°C)	Vector de destrucción de exergía (Tcond=30°C)	Vector de destrucción de exergía (Tcond=35°C)	Vector de destrucción de exergía (Tcond= 40°C)	Vector de destrucción de exergía (Tcond= 45°C)
Generador	2.5	2.61	2.955	3.334	4.842
Rectificador	3.11	4.331	5.755	7.469	9.503
Condensador	0.9832	4.436	6.698	8.136	8.975
Evaporador	72.92	61.45	52.52	45.33	39.38
Preenfriador	0.7206	0.798	0.8671	0.9276	0.9786
V1	0.9953	1.113	1.227	1.335	1.436
V2	2.11	2.117	1.986	1.826	1.686
Absorbedor	6.342	12.01	16.48	19.94	21.38
Intercambiador	9.899	10.71	11.12	11.33	11.47
Bomba	0.4199	0.4226	0.4009	0.3739	0.3501

Como puede apreciarse a temperaturas bajas (en los dispositivos ya mencionados) la mayor cantidad de irreversibilidades se generan en el evaporador. Mientras que a temperaturas altas las irreversibilidades se distribuyen principalmente en el evaporador y el absorbedor.

En un análisis global del sistema se garantizará que a temperaturas más bajas en el condensador y el absorbedor, el COP exergético es potencializado debido a la disminución en la destrucción de exergía en el sistema³², mientras que a temperaturas de operación altas en los dispositivos se ampliara la destrucción de exergía del sistema y por lo tanto se disminuirá el COP exergético. Sin embargo a temperaturas altas o bajas en los dispositivos, es seguro que en el evaporador siempre se generarán las mayores irreversibilidades del sistema. Por lo cual se puede intuir que la medida en se puedan disminuir las irreversibilidades en el evaporador se podrá mejorar el rendimiento exergético del sistema.

No obstante también es necesario señalar que una vez que se hayan disminuido la destrucción de exergía en el evaporador, será necesario disminuir las irreversibilidades generadas en el proceso de absorción y desorción. Los dispositivos involucrados en estos procesos son: el generador, rectificador, absorbedor y la bomba, especialmente en los primeros tres dispositivos se llevan a cabo grandes cantidades de irreversibilidades, pues el vector de destrucción de exergía muestra que tales irreversibilidades son del orden

³² Véase tabla 5.2

del 12% cuando tanto el condensador y absorbedor operan a 25°C, y se incrementan a 36% del total de irreversibilidades cuando los mismos dispositivos operan a 45°C. Este aumento progresivo es en promedio de 6% por cada 5°C de aumento en la temperatura del condensador y absorbedor.

Por último, cabe señalar que el intercambiador de calor es el tercer dispositivo puntual donde se producen las mayores irreversibilidades, sin embargo con el aumento en la temperatura del condensador y absorbedor la destrucción de exergía prácticamente es constante pues se mantiene un crecimiento en promedio de 0.39% por cada 5°C de aumento en la temperatura de dichos dispositivos. No obstante en la medida en que el diseño de este dispositivo se contemple la disminución de irreversibilidades, se mejorarán los rendimientos energéticos y exergéticos del sistema.

Conclusiones

En el presente trabajo se estudió cualitativamente y cuantitativamente el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto básico que funciona bajo la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. De este estudio se estableció que existen variantes del mismo sistema que potenciarían el rendimiento del sistema, estas variantes son el sistema de doble efecto, el sistema GAX, Branched GAX y el sistema de simple efecto regenerativo. Sin embargo mediante la investigación documental desarrollada, se comprobó que aunque las primeras tres ofrecen rendimientos considerablemente aceptables, sus los altos costos de fabricación (debido a la utilización de dispositivos tecnológicamente más avanzados) hacen que estos sistemas sean muy poco rentables, pues tan solo el sistema de absorción básico cuesta al menos el doble que un sistema de refrigeración por compresión de vapor y aumenta progresivamente con cada una las modificaciones realizadas sobre el sistema.

No obstante, el estudio cualitativo también se determinó que probablemente el único sistema que pudiese tener viabilidad económica sería el sistema de absorción regenerativo, debido principalmente a sus buenas expectativas energéticas, pero además porque su implementación representaría un modificación admisible al sistema básico, ya que la introducción del preenfriador al sistema no aumentaría significativamente la inversión inicial pero si incrementaría notablemente el COP del sistema. Esta afirmación se realizó tomando en consideración que, aún cuando COP de este tipo de sistemas es de un séptimo respecto a un sistema de refrigeración por compresión de vapor convencional (de una etapa operado a las mismas condiciones); no obstante, **su carácter ecológico, bajo consumo eléctrico y el hecho de que la principal fuente de energía de activación es energía térmica residual (generalmente gratuita), hacen que estos sistemas sean ampliamente factibles.**

Por esta razón esta tesis se encamino al estudio, caracterización y comparación del **sistema de absorción de simple efecto regenerativo** respecto al sistema de absorción básico convencional. En este sentido el emplear el preenfriador ofrecería ventajas energéticas debido a que propiciaría que el refrigerante disminuyera su calidad antes de entrar al evaporador, permitiéndole así poder “absorber” más calor del recinto refrigerado. Del mismo modo el uso del preenfriador reduciría la cantidad de este flujo másico utilizado en el circuito frigorífico y por lo tanto se disminuiría el suministro de la potencia eléctrica al sistema de bombeo.

En base al análisis termodinámico realizado, se acreditaron las ventajas que ofrece el sistema de refrigeración por absorción regenerativo. Como primera conclusión se ha de confirmar que el reaprovechamiento

energético derivado del empleo del subenfriador es bastante plausible, pues los rendimientos energéticos y exergéticos logran aumentarse sin la necesidad de realizar complejas modificaciones sobre la torre de destilación o el absorbedor.

A continuación se puntualiza en los resultados que permiten sustentar esta conclusión.

Primeramente se determinó mediante la simulación del sistema de absorción regenerativo propuesto³³, que la sola inclusión del preenfriador produce una ampliación del COP y COP exergético del 10% respecto al sistema de absorción sin regeneración, así mismo dichas mejoras podrán maximizar el desempeño del sistema aún más³⁴. El resultado de la simulación del sistema regenerativo en EES, también permitió analizar la variabilidad de cada una de las temperaturas operación de los principales dispositivos del sistema, a fin de comprobar la influencia de la variación de estas sobre los desempeños energéticos y exergéticos del sistema. Este análisis se realizó iterando una temperatura a la vez y en el orden siguiente:

- 1) Modificando únicamente la temperatura de operación del generador
- 2) Modificando únicamente las temperaturas de operación del condensador y absorbedor,
- 3) Modificando únicamente temperatura de operación del evaporador

De la primera iteración se puede concluir que al modificar exclusivamente la temperatura de la fuente calorífica (temperatura del generador) existe un intervalo bien definido de temperaturas de operación del sistema, en el cual existirán tres temperaturas fundamentales: la temperatura de activación mínima, la temperatura de operación máxima y la temperatura de operación óptima. Siendo la última la más importante, pues a esta temperatura se maximizará el funcionamiento del sistema.

Los resultados de la simulación para el sistema básico de absorción sin regeneración, que opera a las condiciones de diseño propuestas, registró un COP de 0.5038 y un COP exergético de 0.2716. Sin embargo, haciendo uso del preenfriador el COP aumenta a 0.5537 mientras que el COP exergético se incrementa a 0.2985, lo cual representa un aumento en ambos rendimientos del 10%. No obstante, mediante esta iteración también se obtuvo información valiosa que permitió determinar el intervalo de temperaturas óptimas de funcionamiento en el cual se maximizan el COP y el COP exergético. Primeramente se encontró que el sistema regenerativo registrará su mejor desempeño energético a partir de los 139°C hasta los 146°C, rango

³³ En el cual se propone una temperatura de diseño en el evaporador de -10°C y una misma temperatura para el condensador y el absorbedor de 40°C, una temperatura constante en el generador de 120°C, así como una carga frigorífica constante de 3.517 KW.

³⁴ De estas mejoras se hablará más adelante, pues competen a las conclusiones del análisis de optimización del sistema de absorción regenerativo.

de temperaturas en donde se alcanza un COP de 0.5673, lo cual representa una mejora del 12.6% respecto al sistema de absorción sin regeneración.

Así mismo se determinó que el sistema de absorción regenerativo, analizado desde el punto de vista exergético, maximizará su COP exergético incrementándolo a 0.3008 a una temperatura de operación óptima en el generador de 116°C. Esto significó un aumento del COP exergético de casi 11% respecto al sistema de absorción sin regeneración.

Cabe señalar que la necesidad de ubicar la temperatura donde se registra el mayor COP exergético, permite determinar las mejores condiciones en las cuales se aproveche más eficientemente la energía y donde por lo tanto la exergía destruida se minimize. Dicho lo anterior se puede concluir que la temperatura a la cual se da el máximo rendimiento exergético corresponde a la temperatura en la que se genera el mejor reaprovechamiento energético en el intercambiador de calor, pues a esta temperatura la solución enriquecida (a la que se le transfiere calor en este dispositivo) se precalienta lo suficiente para llegar a condiciones muy cercanas a la saturación pero todavía en fase líquida, lo que origina que al ingresar a la torre de destilación automáticamente entre en ebullición y genere vapores de amoníaco con el mayor grado de concentración alcanzable. Dicho en otras palabras, la solución enriquecida que se inserta en la zona de alimentación producirá el menor desequilibrio molar con el vapor y el reflujo, y por lo tanto se desprenderán los vapores de amoníaco a su máximo potencial generando así un intercambio de masa y energía con el menor grado de irreversibilidades.

Es necesario mencionar que de esta primera iteración se puede afirmar que el sistema de absorción regenerativo además de proporcionar rendimientos más altos respecto al sistema de absorción convencional, también funciona de manera más estable en intervalo de temperaturas más amplio, razón por la cual se evidencia que la regeneración es esencial en este tipo de sistemas.

Por otro lado, la segunda iteración correspondiente a la variación de la temperatura en el condensador y el absorbedor, permitió analizar y comprender los efectos que estas modificaciones producen respecto al COP del sistema. Cabe señalar que primeramente se alteró progresivamente únicamente la temperatura en el condensador, posteriormente solo la temperatura en el absorbedor y por último las temperaturas de ambos dispositivos se empataron y modifican gradualmente. En todos los casos el intervalo de iteración fue el mismo, iniciando en 25°C y culminando en 45°C.

De estas simulaciones se corroboró la alta sensibilidad que presentan los sistemas de absorción amoníaco-agua al variar las temperaturas de operación de ambos dispositivos. Principalmente se encontró que el aumento de la temperatura en el condensador tiene un mayor efecto negativo sobre el rendimiento del

sistema, debido a que se entorpece el proceso de separación del refrigerante en la zona de generación además de que el sistema trabajará a una diferencia de presiones más alta, lo cual influye significativamente sobre la relación de flujo y genera por lo tanto mayores requerimientos energéticos.

Mediante la modificación paulatina de temperaturas sobre el condensador, se estableció que el sistema regenerativo ofreció en promedio COP y COP exergéticos 9% más altos respecto al sistema que prescinde del subenfriador. Siendo principalmente el incremento en la potencia de bombeo, la causa por la cual el sistema tiende a disminuir sus rendimientos.

Por otro lado, cabe señalar que el aumento gradual exclusivamente de la temperatura en el absorbedor, causó menores efectos negativos sobre el COP de sistema, pues en este caso la diferencia de presiones del sistema se mantuvo constante y únicamente se entorpeció el proceso de absorción. En este sentido, el sistema regenerativo suministro COP y COP exergéticos 10% más altos respecto al sistema que prescinde del subenfriador. Así mismo, aunque el incremento de la temperatura de operación del absorbedor originó menor variabilidad sobre los rendimientos energéticos y exergéticos sobre el sistema, es necesario señalar que el estrechamiento del potencial de separación generado, influyó primordialmente sobre el aumento en la relación de flujo y en los requerimientos energéticos necesarios para satisfacer la demanda frigorífica de diseño.

Una nueva iteración se ejecuto para analizar lo sucedido cuando en ambos dispositivos se modifican proporcionalmente sus temperaturas. Los resultados obtenidos mostraron que el sistema regenerativo vuelve a tener rendimientos energéticos y exergéticos 9% superiores que el sistema convencional.

En base al los resultados anteriores, se concluye que los sistemas de absorción se desempeñaran satisfactoriamente cuando se igualen y disminuyan proporcionalmente las temperaturas de operación del condensador y absorbedor, pues a estas condiciones la potencia suministrada al sistema de bombeo disminuye debido a la proximidad entre las presiones de trabajo. Así mismo, al establecer bajas temperaturas de operación en el absorbedor se garantizará que el proceso de absorción se maximice y que por lo tanto se amplíe inherentemente el rango de operación del sistema. Además, a estas condiciones la relación de flujo en el sistema se reduce y por lo tanto los requerimientos energéticos vía potencia térmica en el generador también disminuyen.

En el caso del sistema regenerativo, cuando ambos dispositivos trabajan a la temperatura más baja propuesta (25°C), es posible cuantificar que, el COP del ciclo aumenta cerca de un 8% respecto al procedimiento en el

cual se itero únicamente la temperatura en el condensador y un 6% respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el absorbedor. Sin embargo esta tendencia disminuye a medida que se incrementa la temperatura en ambos dispositivos y se invierte completamente al final del intervalo de iteración, pues a dicha temperatura, se minimiza el COP del sistema llegando a ser inferior 19% respecto a las mismas iteraciones.

El análisis exergético vuelve a confirmar la afirmación anterior, pues se calcula que a la temperatura más baja propuesta para ambos dispositivos, rendimiento exergético del sistema regenerativo se maximiza cerca de un 6% respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el condensador y un 5% respecto al procedimiento en el cual se itero únicamente la temperatura en el absorbedor. Sin embargo esta tendencia disminuye nuevamente a medida que se incrementa la temperatura en ambos dispositivos y se invierte al final del intervalo de iteración, ya que a la última temperatura de iteración se minimizó el COP exergético del sistema, llegando a ser inferior 10% respecto a ambas iteraciones.

Por último en el análisis termodinámico también contemplo la modificación progresiva de las temperaturas del evaporador. De esta simulación, se concluye que el COP del sistema con y sin regeneración decreció abruptamente a medida que se disminuía la temperatura de operación en el evaporador, por lo que se determinó que el rendimiento energético aumentará cuando la temperatura de este dispositivo se aproxime a 0°C. El resultado de que el COP decrezca se debió a que la disminución de esta temperatura, causa intrínsecamente que se disminuya la presión de baja del sistema, lo que a su vez ocasiona que el proceso de destilación se obstaculice. Aunado a esto, la ampliación de la diferencia de presiones en el sistema inevitablemente produce el aumento del aporte energético requerido.

Por su parte, el análisis exergético generado para este dispositivo concluye que el rendimiento exergético se incrementará lentamente hasta alcanzar un valor pico y posteriormente caerá drásticamente. Este valor máximo del COP exergético se da a -14°C. A esta temperatura se producirá el menor desequilibrio en la zona de alimentación debido a que la solución enriquecida es precalentada lo suficiente como para ser suministrada con un ligero subenfriamiento, esto facilitará el proceso de desorción disminuyendo la cantidad de irreversibilidades producidas y garantizando por lo tanto la eficientemente administración de la energía del sistema.

Es necesario reiterar que ante la modificación de esta temperatura el sistema regenerativo nuevamente brinda COP y COP exergéticos 10% superiores respecto al sistema básico.

Como se menciona en términos globales el sistema regenerativo ofrece rendimientos energéticos y exergéticos más altos que el sistema de absorción sin regeneración. Cabe señalar que especialmente el procedimiento exergético generado en la presente tesis, ofreció una buena aproximación al análisis de irreversibilidades, pues los resultados obtenidos son muy similares a los generados a partir de la eficiencia de segunda ley, sin embargo el análisis exergético permitió analizar puntualmente (mediante el vector de destrucción de exergía) las irreversibilidades del sistema y apreciar los dispositivos en donde se generan las mayor cantidad de irreversibilidades.

Del análisis de irreversibilidades obtenido a partir del vector de destrucción de exergía se concluye que, tanto en el sistema regenerativo como en el sistema básico, el evaporador fue el dispositivo en el cual se genera cerca del 45% exergía destruida del sistema y se asegura que en la medida en la que se disminuyan las irreversibilidades en este dispositivo se lograra ampliar el COP exergético del sistema. Sin embargo cabe añadir que, aunque se logre disminuir las irreversibilidades en este dispositivo hay que recordar que el proceso que se lleva a cabo en el evaporador es naturalmente altamente destructor de exergía, por lo cual será necesario reducir las irreversibilidades en este equipo en la medida de lo físicamente posible y posteriormente tratar de contraer la destrucción de exergía en los dispositivos encargados de la compresión térmica (generador, absorbedor, rectificador y bomba) así como en el intercambiador de calor, a fin de minimizar la exergía destruida del sistema.

Por otra parte es necesario agregar que mediante el análisis exergético se ratifico la necesidad añadir al sistema básico el preenfriador, ya que solo la adición de este dispositivo, disminuye sustancialmente las irreversibilidades en el sistema, pues el ciclo de absorción sin regeneración manifiesta 7% más exergía destruida respecto al sistema regenerativo.

Las conclusiones a las que se han llegado hasta ahora corresponden únicamente a la modificación de temperaturas de los dispositivos principales del sistema, pues a partir de los resultados obtenidos se comprobó el efecto positivo de la regeneración sobre los desempeños del sistema de absorción. Sin embargo, en la presente investigación también se estudió la manera de optimizar aun más el sistema regenerativo. En este sentido explicó que, aún cuando se determinaron las temperaturas de operación óptimas para cada dispositivo, no es posible aplicarlas simultáneamente al sistema, pues al emplear todas las modificaciones se alcanzarían altos rendimientos, sin embargo es muy probable que al no fijar la temperatura de diseño en algún dispositivo, la operatividad del sistema sea muy limitada. Por esta razón se determino fijar la temperatura de diseño de algún dispositivo y a partir de la designación de esta temperatura se inicio con la optimización del sistema.

En este caso se estableció que para el diseño del sistema de absorción convendrá fijar la temperatura en el evaporador, para posteriormente localizar las temperaturas de operación de los demás dispositivos, en donde se potencialicen los rendimientos energéticos y exergéticos del sistema.

Aplicando las siguientes mejoras al sistema regenerativo cuando este opera a una temperatura fija de diseño de -10°C , es posible asegurar que el sistema de absorción operará de manera más eficientemente cuando se igualen y disminuyan las temperaturas de operación del condensador y el absorbedor a 25°C , pues al disminuir las temperaturas en ambos dispositivos se amplía el del rango de operación del sistema, lo cual permitirá obtener temperaturas de operación óptimas en el generador más bajas. Esto simbolizará una ventaja muy significativa sobre el sistema, pues éste podrá operar favorablemente con un aporte energético (vía potencia térmica) cada vez más bajo.

Cabe señalar que cuando la temperatura del condensador y evaporador desciende a 25°C , el COP y especialmente el COP exergético, tiende a ser más variable, no obstante esta desventaja no es muy significativa pues aún cuando se trabaje fuera de la temperatura óptima de operación en el generador, se garantiza que el sistema ofrecerá rendimientos más altos respecto al mismo sistema pero en el que los dispositivos trabajan a mayor temperatura.

Así mismo se puede afirmar con toda seguridad que el sistema de absorción proporcionará rendimientos más altos cuando el absorbedor y el condensador operen a temperaturas bajas e iguales, sin embargo ello implica que se necesite de una torre de enfriamiento que desaloje grandes cantidades de calor y que permita mantener estable las temperaturas de dichos dispositivos. En el caso contrario, si se determina que la temperatura de operación de los dos dispositivos puede ser alta y que por lo tanto se requiera retirar menor cantidad de energía, bastará con un sistema de enfriamiento más sencillo (usualmente de aire) que permita conservar las temperaturas de diseño del condensador y evaporador

En conclusión, el costo de la infraestructura del sistema aumentará obligadamente si se disminuye e iguala las temperaturas de diseño de los dispositivos antes mencionados, por lo cual el diseño de este tipo de sistemas deberá ser examinado mediante un análisis costo-beneficio que considere la factibilidad de la adición de una torre de enfriamiento al sistema. Por otro lado si se decide trabajar a temperaturas de operación más altas en ambos dispositivos (prescindiendo de la torre de enfriamiento) se obtendrían por consiguiente menores rendimientos energéticos y exergéticos, sin embargo esto representaría costos de implementación y operación más moderados.

El perfil de la presente investigación es de carácter termodinámico por lo cual se considera que la optimización del sistema regenerativo se generó considerando como factible la disminución de las temperaturas de operación en el condensador y absorbedor a 25°C. Bajo esta consideración se concluye que las ventajas energéticas se expresarán en el aumento del rango de operación del sistema (pues el sistema podrá operar desde los 66°C y hasta los 180°C) así como en la disminución de la temperatura óptima de operación en el generador, pues bajo estas circunstancias el generador trabajando a 90°C alcanzará el COP más alto y cuyo valor es de 0.6846. Por su parte el análisis exergético estipulará que para maximizar el COP exergético se necesitara una temperatura de operación óptima del generador a 74°C, temperatura en la cual el desempeño exergético se incrementará alcanzando un valor de 0.5924.

Los resultados anteriores permiten concluir que el **sistema regenerativo optimizado** consigue mejoras en su rendimiento energético de cerca del 36% respecto al COP del sistema básico propuesto y 24% respecto al sistema regenerativo sin optimización. Por su parte rendimiento exergético se ha potenciado aumentando 118% más respecto al COP exergético del sistema sin regeneración propuesto y 98% respecto al sistema regenerativo no optimizado.

Como última conclusión se ha de decir que el sistema de refrigeración por absorción es ampliamente plausible cuando incluye la regeneración, pues este proceso implicará la utilización eficiente de los recursos energéticos suministrados. Así mismo cabe señalar que la localización de las temperaturas de óptimas de funcionamiento de sus principales dispositivos potencializan aún más sus rendimientos energéticos y exergéticos. Es por ello que se puede aseverar que las ventajas energéticas y ecológicas del sistema de absorción regenerativo promoverán su uso en la industria de la refrigeración a gran escala; siempre y cuando se compruebe plenamente el reaprovechamiento de la energía térmica residual de algún proceso o bien que se garantice el empleo de fuentes térmicas alternativas (energía solar, geotérmica o biocombustibles) como vía de accionamiento de este sistema.

Sin embargo es necesario señalar que aún cuando el sistema de absorción regenerativo proporcione rendimientos exergéticos bastante altos, se ha de requerir de altas cantidades de energía residual para poder entrar en funcionamiento. Por esta razón, estos sistemas no puede reemplazar completamente a los sistemas de compresión de vapor y por lo tanto su introducción al sector industrial deberá ser a la par de los sistemas de compresión, ya sea independientemente o como sistemas híbridos y en donde el costo de la infraestructura justifique su rentabilidad.

Recomendaciones.

El análisis del sistema aquí propuesto ha tomado consideraciones ideales de operación para su funcionamiento, por lo cual no está exento de imperfecciones. Para un estudio más detallado y aproximado a los verdaderos coeficientes de desempeño del sistema se recomienda contemplar:

- Las pérdidas de carga generadas en el evaporador, condensador, absorbedor, los intercambiadores de calor, así como en la red de tuberías.
- La presión hidrostática del líquido almacenado en el fondo de la torre de destilación, pues la presión de salida de esta solución líquida es mayor que la considerada teóricamente y por lo tanto el fluido estará alejado de las condiciones de saturación.
- El alejamiento de las condiciones de equilibrio en el absorbedor, el generador y el rectificador. pues la transferencia de calor y masa no es perfecta en la realidad y por lo tanto no se pueden conseguir el equilibrio en las soluciones finales de estos dispositivos.
- Emplear un procedimiento especializado para el análisis y diseño de la torre de destilación. Los métodos comúnmente usados son el método gráfico McCabe-Thiele y el método analítico Sorel. Ambos proporcionaran un diseño de la torre de destilación más acercado a la realidad y permitirán conocer entre muchas cosas, el número de platos necesario, el reflujo mínimo, así como el plato óptimo de alimentación.
- El proceso de expansión no isoentálpico y la consecuente pérdida del efecto refrigerante en el evaporador.
- Utilización de un software termodinámico más moderno y especializado que permita obtener un análisis más fino de las propiedades termodinámicas de la mezcla.
- Generar un modelo termodinámico que tome en cuenta los fluidos externos (vapor de agua, gases de combustión, agua, aire, etc.) encargados del suministro o desalojo de energía a fin de adaptar el sistema a diferentes condiciones de operación.
- Analizar experimentalmente alguno de los sistemas de refrigeración por absorción que actualmente se encuentran en el mercado industrial.

Bibliografía

- Cengel Yunus. A.;Boles Michael. A. "Termodinámica". Sexta edición. McGraw-Hill. México 2008
- Cengel Yunus. "Transferencia de calor". Segunda edición. McGraw-Hill. México 2004
- Moran Michael J.; Howard N. Shapiro. Fundamentos de termodinámica técnica. Segunda edición. Editorial Reverte. España.2005.
- Llopis. R.; Cabello R.; Sánchez. D.; Torella. E. "Problemas resueltos de producción de frío y sicometría. Tablas y diagramas". A. Madrid Vicente Ediciones. Primera edición 2010. Impreso en España. PP. 131-147
- Torella. E. "La Producción de frío", Universidad politécnica de Valencia. Segunda edición 2000. Impreso en España. PP. 217-226 y 248-250
- Pilatowsky, I.F., Best, R.W., Gutiérrez, F.M., Hernández, J.I.G. "Métodos de Producción de Frío", UNAM. Primera edición 1993.
- Rapin. Pierre, instalaciones frigoríficas. Ed. Marcombo.1992.
- Geankoplis Christie J. "Procesos de transporte y operaciones unitarias". Tercera edición. México, 1998. Compañía editorial continental, S.A. de C.V. pp. 716- 743
- Mccabe Warren I. Smith Julian C. Harriott Peter." Operaciones unitarias en ingeniería química". Cuarta edición. McGraw-Hill. Impreso en España. Pp. 550- 618
- Instituto Internacional del Frío de París. El amoniaco como refrigerante. A. Madrid Vicente Ediciones.2000. Impreso en España.pp.23-29,36-36,51-52.
- Romero R. Gerardo Martin. "Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción (amoniaco-agua)". México, 2006.Tesis de Maestría. EZIME IPN. pp. 9-13 y 25-33.
- Salavera Muñoz Daniel. (2005) "Propiedades termo físicas de nuevos fluidos de trabajo ($H_2O+LiBr+LiNO_3+LiC_1$, NH_3+H_2O y NH_3+H_2O+KOH) para sistemas de refrigeración por absorción". Tarragona España 2005.Tesis doctoral. Universitat Rovira I Virgili, (pp.16-23)
- C.P. Jawahar, R. Saravanan. Generator absorber heat exchange based absorption cycle—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2010 –Elsevier}
- Vásquez Limón Nicolás, Best y Brown Roberto. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. Applied thermal engineering, 2002 – Elsevier

Anexos

Anexo A Diagramas de equilibrio

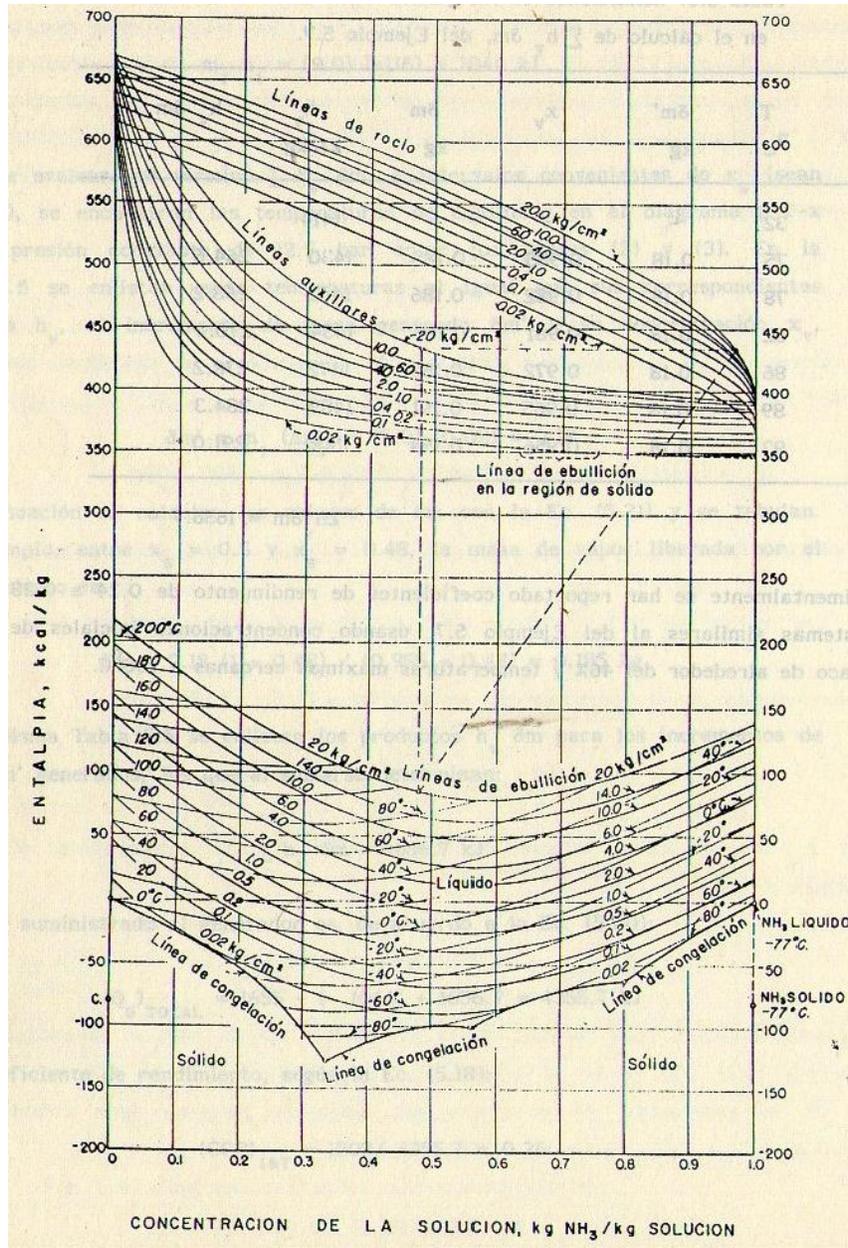
Anexo B Tabla de balances energéticos del sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Anexo C Descripción del funcionamiento de una torre de destilación.

Anexo E Resultados de la simulación del sistema de absorción de simple efecto regenerativo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

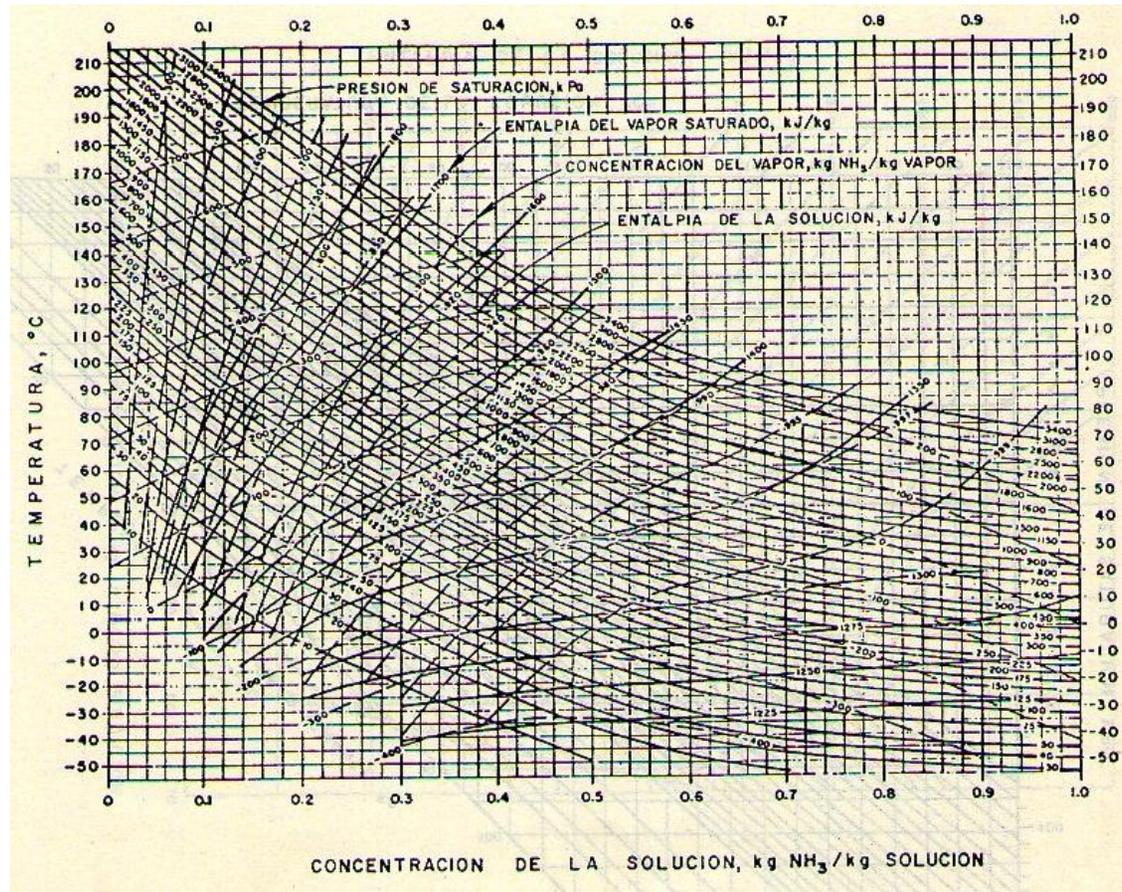
Anexo A. Diagramas de equilibrio

Diagrama de Merkel-Bosnjacovi para la mezcla amoníaco agua



Fuente: Obtenido de "Métodos de Producción de Frío", Pilatowsky, I.F., Best, R.W., Gutiérrez, F.M., Hernández, J.I.G. UNAM. Primera edición 1993.

Diagrama de Temperatura-concentración para la mezcla amoníaco agua



Fuente: Obtenido de "Métodos de Producción de Frío", Pilatowsky, I.F., Best, R.W., Gutiérrez, F.M., Hernández, J.I.G. UNAM. Primera edición 1993.

Anexo B Tabla de balances energéticos del sistema de refrigeración de simple efecto regenerativo NH₃-H₂O

Equipo	Balance másico	Balance de composición de NH ₃	Balance energético
Evaporador	$m_8 = m_9$	$m_8x_8 = m_9x_9$	$Q_{evaporador} = m_9(h_9 - h_8)$
Condensador	$m_5 = m_6$	$m_5x_5 = m_6x_6$	$m_{10} + m_{14} - m_{11} = 0$
Absorbedor	$m_{10} + m_{14} - m_{11} = 0$	$m_{10}x_{10} + m_{14}x_{14} - m_{11}x_{11} = 0$	$m_{10}h_{10} + m_{14}h_{14} - m_{11}h_{11} - Q_{absorbedor} = 0$
Generador	$m_1 + m_3 - m_2 - m_4 = 0$	$m_1x_1 + m_3x_3 - m_2x_2 - m_4x_4 = 0$	$m_1h_1 + m_3h_3 - m_2h_2 - m_4h_4 + Q_{generador} = 0$
Rectificador	$m_2 - m_3 - m_5 = 0$	$m_2x_2 - m_3x_3 - m_5x_5 = 0$ $m_2(1 - x_2) - m_3(1 - x_3) = 0$	$m_2h_2 - m_3h_3 - m_5h_5 - Q_{rectificador} = 0$
Preenfriador	$m_6 + m_9 - m_7 - m_{10} = 0$	$m_6x_6 + m_9x_9 - m_7x_7 - m_{10}x_{10} = 0$	$m_6h_6 + m_9h_9 - m_7h_7 - m_{10}h_{10} = 0$
Válvula 1	$m_7 - m_8 = 0$	$m_7x_7 - m_8x_8 = 0$	$h_7 = h_8$
Válvula 2	$-m_{14} + m_{13} = 0$	$-m_{14}x_{14} + m_{13}x_{13} = 0$	$h_{14} = h_{13}$
Bomba	$m_{10} - m_{11} = 0$	$m_{10}x_{10} - m_{13}x_{11} = 0$	$W_{real} = \frac{W_{isoentropico}}{\eta}$ $h_{12} = h_{11} + W_{real}$
Intercambiador de calor	$m_{12} + m_4 - m_{13} - m_1 = 0$	$m_{12}x_{12} + m_4x_4 - m_{13}x_{13} - m_1x_1 = 0$	$m_{12}h_{12} + m_4h_4 - m_{13}h_{13} - m_1h_1 = 0$

Anexo C. Descripción del funcionamiento de una torre de destilación.

La operación unitaria de destilación es un método que se usa para separar los componentes de una solución líquida, el cual depende de la distribución de estos componentes entre una fase de vapor y una fase líquida. Ambos componentes están presentes en las dos fases. La fase de vapor se origina de la fase líquida por vaporización en el punto de ebullición.

La destilación se puede llevar a cabo en la práctica por medio de cualquiera de dos métodos principales. El primer método consiste en la producción de un vapor por ebullición de la mezcla líquida que se va a separar en una sola etapa, para recuperar y condensar los vapores (destilación flash). En este método no se permite que el líquido regrese al destilador de una sola etapa y se ponga en contacto con los vapores que se desprenden. El segundo método implica el retorno de una porción del condensado al destilador. Los vapores se desprenden a través de una serie de etapas y parte del condensado fluye hacia abajo a través del destilador teniendo contacto a contracorriente con respecto a los vapores producidos. Este segundo método se llama **destilación fraccionada, destilación con reflujo o rectificación**

La destilación flash se utiliza esencialmente para la separación de componentes que tienen temperaturas de ebullición muy diferentes. No es eficaz en la separación de componentes de volatilidad comparable, puesto que tanto el vapor condensado como el líquido residual distan mucho de ser componentes puros. Utilizando muchas destilaciones sucesivas se pueden obtener pequeñas cantidades de componentes prácticamente puros, pero este método es muy poco eficaz para las destilaciones industriales cuando se desean separaciones en componentes casi puros. Los métodos modernos, tanto en el laboratorio como en la industria, utilizan el fundamento de la rectificación.

La rectificación se lleva a cabo en columnas o también llamadas torres de destilación en las cuales la purificación del componente más volátil se lleva a cabo debido a la introducción de un reflujo que puede ser generado interna o externamente. Las torres de destilación más usuales son las torres de: campanas de burbujeo, empacadas y de platos perforados. Aunque cada torre tiene componentes internos diferentes, en su configuración física todas constan de 3 zonas principales: la sección de generación, de alimentación y de rectificado. En el sistema de absorción la torre de destilación por platos perforados es la más usual, su principio de funcionamiento se basa en la transferencia simultánea de masa y energía. A continuación describe brevemente su funcionamiento.

Primeramente se analizará la zona de generación de la torre. Esta zona cuenta con un hervidor, el cual brinda la potencia calorífica que provoca que mezcla binaria entre en ebullición. Los vapores del líquido en ebullición (los cuales contienen principalmente a los componentes más volátiles de la mezcla) se elevan a la parte media y superior de la torre. Los componentes que no lograron evaporarse (los cuales contienen principalmente a los componentes más pesados de la mezcla) se almacenan en el fondo de la misma.

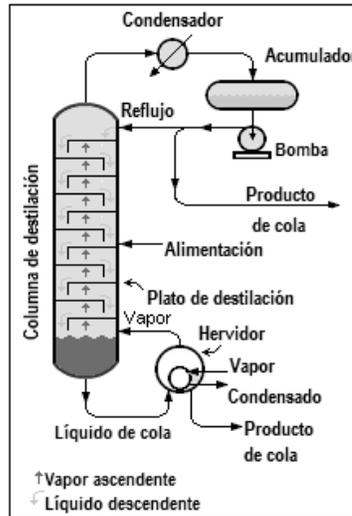


Figura C1. Diagrama típico de una columna de destilación industrial.

Como se menciona, los vapores ascienden a la sección de alimentación y rectificación de la torre, pasando por una gran cantidad de platos perforados espaciados a lo largo de la torre. Dichas perforaciones permiten que los vapores obtenidos en la sección de generación se eleven a través de los platos a medida que suben hacia la parte superior de la torre. Cada plato se diseña de forma que pueda retener líquido mediante el uso de derramadores o represas, que tienen como objetivo incrementar el nivel de líquido sobre los platos. El líquido que sobrepasa el nivel de los derramadores fluye al siguiente plato y así sucesivamente hasta llegar al fondo de la torre.

Lo interesante de este tipo de torre radica en el hecho de que en cada plato, el vapor proveniente de la zona de generación y el líquido procedente de la zona de alimentación y rectificación tienen contacto directo a contra corriente por lo cual parte del calor del vapor es transferido al líquido originando que:

- Los componentes más pesados de la fase vapor se enfrían y se condensan como líquidos
- Los componentes más ligeros del líquido hiervan y se evaporan.

Los vapores generados en un plato ascienden al plato superior purificándose en cada interacción entre el vapor y el líquido. Para que el proceso sea continuo es necesario abastecer a la torre por la zona de alimentación y desalojar la mezcla líquida (con bajo contenido de NH_3) acumulada en el fondo de la torre, enviándola al absorbedor para enriquecerla en NH_3 y proceder a su reutilización.

Anexo D. Memoria de cálculo generada en EES

Ciclo de refrigeración por absorción

Datos en Temperatura en K y Presión en Bar (así lo exige la función Call)

Datos de diseño:

- 1.- $T_c=40$ [C] temperatura de saturación de NH₃ a la entrada y salida del condensador así como en el absorbedor
- 2.- $E=0.9$
- 3.- Válvulas consideradas isoentálpicas
- 4.- $T_{eva}=-10$ [C] temperatura de saturación de NH₃ a la salida del evaporador
- 5.- Eficiencia isentrópica de la bomba: $\eta_{pump}=0.9$
- 6.- $Q_{evaporador}=3.517$ [kW]
- 7.- $T_{[4]}=120$ [°C] temperatura a la salida de la torre de destilación.
- 9.- Todas las concentraciones son propuestas de acuerdo a un funcionamiento ideal de perfecto intercambio de materia y energía.

"Estado 5"

$$T_c=273.15+40$$

$$x_5=1$$

$$Q_5=1$$

Call NH3H2O(138, Tc, x5, Q5: T_[5], P_[5], x_[5], h_[5], s_[5], u_[5], v_[5], Qu_[5])

"Estado 6"

$$Q_6=0$$

Call NH3H2O(138, T_[5], x_[5], Q6: T_[6], P_[6], x_[6], h_[6], s_[6], u_[6], v_[6], Qu_[6])

"Estado 7 líquido de NH₃ saliendo del preenfriador"

$$E_1=0.9$$

"Análisis ideal"

$$T_7=T_{[9]}$$

Call NH3H2O(123, T7, P_[6], x5: T7i, P7i, x7i, h7i, s7i, u7i, v7i, Qu7i)

"Análisis real"

$$Q_{sc}=m_{dot}_{[6]}*(h_{[6]}-h_{7i})$$

$$Q_{sf}=m_{dot}_{[9]}*(h_{10i}-h_{[9]})$$

$$Q_{min}=\min(Q_{sc}, Q_{sf})$$

$$Q_{pre}=E_1*Q_{min}$$

$$h_{7r}=h_{[6]}-(Q_{pre}/m_{dot}_{[6]})$$

$$h_{10r}=h_{[9]}+(Q_{pre}/m_{dot}_{[9]})$$

Call NH3H2O(234, P_[6], x5, h7r: T_[7], P_[7], x_[7], h_[7], s_[7], u_[7], v_[7], Qu_[7])

"Estado 8 Proceso isoentálpico"

Call NH3H2O(234, P_[9], x5, h_[7]: T_[8], P_[8], x_[8], h_[8], s_[8], u_[8], v_[8], Qu_[8])

"Estado 9 vapor de NH₃ saliendo del evaporador"

$$T_{ev}=273.15-10$$

Call NH3H2O(138, T_{ev}, x5, Q5: T_[9], P_[9], x_[9], h_[9], s_[9], u_[9], v_[9], Qu_[9])

"Estado 10"

$$E_{[4]}=(Bd_evaporador/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[5]}=(Bd_preenfriador/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[6]}=(Bd_valvula1/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[7]}=(Bd_valvula2/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[8]}=(Bd_absorbedor/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[9]}=(Bd_intercambiador/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[10]}=(Bd_pump/Bd_sistema)*100$$

$$E_{[1]}+E_{[2]}+E_{[3]}+E_{[4]}+E_{[5]}+E_{[6]}+E_{[7]}+E_{[8]}+E_{[9]}+E_{[10]}=BDi$$

"Si COP es menor que COP_carnot_rev se trata de un refrigerador irreversible"

$$COP_carnot_rev=((T_{[4]}-T_{[50]})/(T_{[4]}))*(T_{[9]}/(T_{[50]}-T_{[9]}))$$

eta_II=COP/COP_carnot_rev "eficiencia de segunda ley"

$$((Q_generador*(1-T_{[110]}/T_{[4]})))=B_gen$$

Anexo E. Resultados de la simulación del sistema de absorción de simple efecto regenerativo NH₃-H₂O.

Tabla E1. Modificación progresiva únicamente de la temperatura de operación en el generador³⁵.

Temperatura (°C)	COP sistema regenerativo	COP sistema básico	COP exe sistema regenerativo	COP exe sistema básico	Relación de flujo
102.05	0.1529	0.1391	0.08429	0.07669	199.2
102.95	0.2837	0.2581	0.1615	0.1469	78.62
103.95	0.3577	0.3254	0.2066	0.188	49.39
104.95	0.405	0.3685	0.2355	0.2143	36.21
105.95	0.4378	0.3983	0.2551	0.2321	28.71
106.95	0.4617	0.4201	0.2688	0.2446	23.87
107.95	0.4799	0.4366	0.2786	0.2535	20.49
108.95	0.494	0.4495	0.2857	0.2599	17.99
109.95	0.5054	0.4598	0.2909	0.2646	16.07
110.95	0.5146	0.4682	0.2946	0.268	14.55
111.85	0.5222	0.4751	0.2972	0.2704	13.31
112.85	0.5285	0.4809	0.299	0.272	12.28
113.85	0.5339	0.4857	0.3001	0.273	11.42
114.85	0.5384	0.4899	0.3006	0.2735	10.68
115.85	0.5423	0.4934	0.3008	0.2737	10.05
116.85	0.5457	0.4965	0.3006	0.2735	9.491
117.85	0.5486	0.4991	0.3002	0.2731	9.002
118.85	0.5511	0.5014	0.2995	0.2725	8.568
119.85	0.5533	0.5034	0.2987	0.2717	8.181
120.85	0.5552	0.5052	0.2977	0.2708	7.832
121.75	0.5569	0.5067	0.2965	0.2698	7.518
122.75	0.5584	0.5081	0.2953	0.2687	7.232
123.75	0.5597	0.5093	0.294	0.2675	6.971
124.75	0.5608	0.5103	0.2926	0.2662	6.733
125.75	0.5618	0.5112	0.2912	0.2649	6.513
126.75	0.5627	0.512	0.2897	0.2636	6.311
127.75	0.5635	0.5127	0.2881	0.2622	6.123
128.75	0.5641	0.5133	0.2866	0.2608	5.95
129.75	0.5647	0.5138	0.285	0.2593	5.788
130.75	0.5652	0.5143	0.2834	0.2579	5.637
131.65	0.5657	0.5147	0.2818	0.2564	5.496
132.65	0.566	0.515	0.2802	0.255	5.364
133.65	0.5663	0.5152	0.2786	0.2535	5.246
134.65	0.5666	0.5155	0.277	0.252	5.13

³⁵ Todas las temperaturas de los demás dispositivos así como la carga de enfriamiento permanecen invariantes

135.65	0.5668	0.5157	0.2753	0.2505	5.02
136.65	0.5669	0.5158	0.2737	0.2491	4.916
137.65	0.5671	0.516	0.2721	0.2476	4.818
138.65	0.5673	0.5161	0.2705	0.2462	4.724
139.65	0.5673	0.5161	0.269	0.2447	4.636
140.65	0.5673	0.5162	0.2674	0.2433	4.551
141.55	0.5673	0.5162	0.2658	0.2419	4.47
142.55	0.5673	0.5162	0.2643	0.2405	4.393
143.55	0.5673	0.5162	0.2628	0.2391	4.319
144.55	0.5673	0.5162	0.2613	0.2377	4.249
145.55	0.5673	0.5161	0.2598	0.2363	4.181
146.55	0.5673	0.516	0.2583	0.235	4.117
147.55	0.5671	0.516	0.2568	0.2337	4.055
148.55	0.567	0.5159	0.2553	0.2323	3.995
149.55	0.5669	0.5158	0.2539	0.231	3.938
150.55	0.5668	0.5157	0.2525	0.2297	3.883
151.45	0.5666	0.5156	0.2511	0.2285	3.83
152.45	0.5665	0.5154	0.2497	0.2272	3.779
153.45	0.5663	0.5153	0.2483	0.2259	3.73
154.45	0.5662	0.5152	0.247	0.2247	3.682
155.45	0.566	0.515	0.2456	0.2235	3.637
156.45	0.5659	0.5149	0.2443	0.2223	3.593
157.45	0.5657	0.5147	0.243	0.2211	3.55
158.45	0.5655	0.5146	0.2417	0.2199	3.509
159.45	0.5654	0.5144	0.2404	0.2188	3.469
160.45	0.5652	0.5142	0.2392	0.2176	3.43
161.35	0.565	0.5141	0.2379	0.2165	3.393
162.35	0.5648	0.5139	0.2367	0.2154	3.357
163.35	0.5646	0.5137	0.2355	0.2143	3.321
164.35	0.5645	0.5136	0.2343	0.2132	3.287
165.35	0.5643	0.5134	0.2331	0.2121	3.254
166.35	0.5641	0.5132	0.232	0.2111	3.222
167.35	0.5639	0.5131	0.2308	0.21	3.191
168.35	0.5637	0.5129	0.2297	0.209	3.161
169.35	0.5635	0.5127	0.2286	0.208	3.132
170.35	0.5634	0.5126	0.2275	0.207	3.103
171.25	0.5632	0.5124	0.2264	0.206	3.075
172.25	0.563	0.5123	0.2253	0.205	3.048
173.25	0.5628	0.5121	0.2242	0.204	3.022
174.25	0.5627	0.5119	0.2232	0.2031	2.997
175.25	0.5625	0.5118	0.2222	0.2021	2.972
176.25	0.5623	0.5116	0.2211	0.2012	2.947
177.25	0.5621	0.5115	0.2201	0.2003	2.924

178.25	0.562	0.5113	0.2192	0.1994	2.901
179.25	0.5618	0.5112	0.2182	0.1985	2.878
180.25	0.5617	0.511	0.2172	0.1976	2.856
181.15	0.5615	0.5109	0.2163	0.1968	2.835
182.15	0.5614	0.5108	0.2153	0.1959	2.814
183.15	0.5612	0.5106	0.2144	0.1951	2.794
184.15	0.5611	0.5105	0.2135	0.1943	2.774
185.15	0.561	0.5104	0.2126	0.1934	2.755
186.15	0.5608	0.5103	0.2117	0.1926	2.736
187.15	0.5607	0.5102	0.2108	0.1918	2.717
188.15	0.5606	0.5101	0.21	0.1911	2.699
189.15	0.5605	0.51	0.2091	0.1903	2.681
190.15	0.5604	0.5099	0.2083	0.1895	2.664
191.05	0.5603	0.5098	0.2075	0.1888	2.647
192.05	0.5602	0.5097	0.2067	0.188	2.63
193.05	0.5601	0.5096	0.2058	0.1873	2.614
194.05	0.56	0.5095	0.2051	0.1866	2.598
195.05	0.5599	0.5095	0.2043	0.1859	2.582
196.05	0.5599	0.5094	0.2035	0.1852	2.567
197.05	0.5598	0.5093	0.2027	0.1845	2.552
198.05	0.5597	0.5093	0.202	0.1838	2.538
199.05	0.5597	0.5092	0.2013	0.1831	2.523
199.95	0.5596	0.5092	0.2005	0.1825	2.509

Tabla E2. Modificación progresiva únicamente de la temperatura de operación en el condensador.³⁶

Temperatura (°C)	COP sistema regenerativo	COP sistema básico	COP exe sistema regenerativo	COP exe sistema básico	Relación de flujo
25.05	0.6185	0.5804	0.338	0.3172	4.571
26.15	0.6151	0.576	0.336	0.3146	4.7
27.15	0.6117	0.5716	0.3339	0.312	4.838
28.25	0.6081	0.5671	0.3318	0.3094	4.987
29.25	0.6044	0.5624	0.3295	0.3066	5.148
30.35	0.6005	0.5576	0.3272	0.3038	5.323
31.35	0.5965	0.5527	0.3248	0.3009	5.514
32.45	0.5923	0.5476	0.3222	0.2979	5.723
33.45	0.5879	0.5424	0.3195	0.2948	5.952
34.55	0.5833	0.5369	0.3167	0.2915	6.206
35.55	0.5784	0.5312	0.3137	0.2881	6.487
36.65	0.5732	0.5253	0.3105	0.2846	6.802
37.65	0.5676	0.519	0.3071	0.2808	7.155
38.75	0.5616	0.5124	0.3034	0.2768	7.556
39.75	0.5551	0.5053	0.2994	0.2725	8.013
40.85	0.548	0.4977	0.295	0.2679	8.541
41.85	0.5401	0.4894	0.2901	0.2629	9.156
42.95	0.5314	0.4804	0.2847	0.2574	9.884
43.95	0.5216	0.4704	0.2787	0.2513	10.76
45.05	0.5103	0.4591	0.2717	0.2445	11.82

³⁶ Todas las temperaturas de los demás dispositivos así como la carga de enfriamiento permanecen invariantes

Tabla E3. Modificación progresiva únicamente de la temperatura de operación en el absorbedor.³⁷

Temperatura (°C)	COP sistema regenerativo	COP sistema básico	COP exe sistema regenerativo	COP exe sistema básico	Relación de flujo
25.05	0.6323	0.5753	0.344	0.313	3.907
26.05	0.6278	0.5712	0.3414	0.3106	4.068
27.15	0.6231	0.567	0.3387	0.3082	4.24
28.15	0.6184	0.5627	0.336	0.3057	4.424
29.25	0.6136	0.5583	0.3332	0.3032	4.623
30.25	0.6086	0.5538	0.3304	0.3006	4.837
31.35	0.6036	0.5492	0.3275	0.298	5.068
32.35	0.5984	0.5444	0.3245	0.2952	5.32
33.45	0.593	0.5395	0.3213	0.2924	5.595
34.45	0.5874	0.5344	0.3181	0.2894	5.896
35.55	0.5816	0.5292	0.3148	0.2864	6.227
36.55	0.5755	0.5237	0.3112	0.2832	6.594
37.65	0.5692	0.5179	0.3076	0.2798	7.002
38.65	0.5626	0.5118	0.3037	0.2763	7.459
39.75	0.5555	0.5054	0.2996	0.2726	7.974
40.75	0.548	0.4986	0.2952	0.2686	8.561
41.85	0.54	0.4914	0.2905	0.2643	9.234
42.85	0.5314	0.4835	0.2854	0.2597	10.01
43.95	0.522	0.475	0.2799	0.2547	10.93
45.05	0.5117	0.4656	0.2738	0.2491	12.02

³⁷ Todas las temperaturas de los demás dispositivos así como la carga de enfriamiento permanecen invariantes

Tabla E4. Modificación progresiva de las temperaturas de operación en el condensador y absorbedor cuando ambas son iguales.³⁸

Temperatura (°C)	COP sistema regenerativo	COP sistema básico	COP exe sistema regenerativo	COP exe sistema básico	Relación de flujo
25.05	0.6701	0.6289	0.367	0.3444	2.971
26.15	0.6643	0.6221	0.3636	0.3405	3.102
27.15	0.6583	0.6152	0.3602	0.3366	3.245
28.25	0.6521	0.6082	0.3566	0.3325	3.403
29.25	0.6458	0.6009	0.3529	0.3284	3.579
30.35	0.6391	0.5935	0.349	0.3241	3.776
31.35	0.6322	0.5858	0.345	0.3197	3.998
32.45	0.625	0.5778	0.3408	0.3151	4.251
33.45	0.6173	0.5695	0.3363	0.3103	4.54
34.55	0.6092	0.5608	0.3315	0.3052	4.876
35.55	0.6005	0.5516	0.3264	0.2998	5.27
36.65	0.5911	0.5417	0.3209	0.2941	5.739
37.65	0.5809	0.5311	0.3148	0.2878	6.307
38.75	0.5694	0.5195	0.3079	0.281	7.01
39.75	0.5565	0.5066	0.3002	0.2733	7.903
40.85	0.5415	0.4918	0.2912	0.2645	9.075
41.85	0.5235	0.4744	0.2803	0.254	10.68
42.95	0.5009	0.4528	0.2667	0.2411	13.02
43.95	0.4704	0.4243	0.2484	0.2241	16.75
45.05	0.4254	0.3827	0.2217	0.1995	23.62

³⁸ Todas las temperaturas de los demás dispositivos así como la carga de enfriamiento permanecen invariantes

Tabla E5. Modificación progresiva de la temperatura de operación en el evaporador.³⁹

Temperatura (°C)	COP sistema regenerativo	COP sistema básico	COP exe sistema regenerativo	COP exe sistema básico	Relación de flujo
0.05	0.6405	0.5921	0.2391	0.2211	4.447
-0.85	0.6339	0.5852	0.2457	0.2268	4.636
-1.75	0.6273	0.5782	0.2521	0.2324	4.841
-2.55	0.6204	0.5711	0.2582	0.2377	5.063
-3.45	0.6135	0.5639	0.2642	0.2429	5.304
-4.35	0.6063	0.5566	0.2699	0.2477	5.568
-5.25	0.594	0.549	0.273	0.2524	5.858
-6.15	0.5913	0.5413	0.2804	0.2567	6.179
-6.95	0.5834	0.5333	0.2852	0.2607	6.534
-7.85	0.5752	0.5251	0.2896	0.2644	6.93
-8.75	0.5666	0.5166	0.2936	0.2677	7.376
-9.65	0.5576	0.5077	0.2972	0.2705	7.881
-10.55	0.5481	0.4983	0.3002	0.2729	8.458
-11.35	0.538	0.4885	0.3025	0.2747	9.123
-12.25	0.5272	0.478	0.3042	0.2758	9.899
-13.15	0.5155	0.4668	0.305	0.2761	10.82
-14.05	0.5028	0.4546	0.3047	0.2755	11.92
-14.95	0.4887	0.4412	0.3031	0.2737	13.27
-15.75	0.4728	0.4263	0.2999	0.2704	14.96
-16.65	0.4546	0.4093	0.2945	0.2652	17.13
-17.55	0.4332	0.3896	0.2864	0.2575	20.04
-18.45	0.4073	0.3658	0.2743	0.2463	24.14
-19.35	0.3747	0.336	0.2565	0.23	30.32
-20.15	0.3313	0.2967	0.2297	0.2057	40.76
-21.05	0.2692	0.2407	0.1881	0.1682	62.13
-21.95	0.1693	0.1512	0.1181	0.1054	130.5

³⁹ Todas las temperaturas de los demás dispositivos así como la carga de enfriamiento permanecen invariantes