

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
DR. "ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ"
FACULTAD METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

**METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS
TERMODINÁMICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN (AMONÍACO-AGUA)**

AUTOR: Lázaro Guzmán Diéguez

TUTOR: Prof. Aux., Ing. Ever Góngora Leyva, Dr. C.

Moa, 2015
Año 57 de la revolución

DECLARACION DE AUTORIDAD

Yo: Lázaro Guzmán Diéguez

Autor intelectual de este trabajo de diploma, así como mi tutor Dr. C. Ever Góngora Leyva declaramos la propiedad intelectual al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico “Dr. Antonio Núñez Jiménez” de Moa, para que la misma lo utilice con la finalidad que estime conveniente.

Autor: Lázaro Guzmán Diéguez

Tutor: Dr. C. Ever Góngora Leyva

PENSAMIENTO

El temor de Jehová es el principio de la sabiduría, y el conocimiento del Santísimo es la inteligencia.

Proverbios 9:10

DEDICATORIA

En primer lugar al único DIOS, JEHOVÁ de los ejércitos.

A mi familia por haberme apoyado siempre en todo.

Y a todas las personas que de una forma u otra me ayudaron a lo largo de mi carrera.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi DIOS primeramente por haber estado conmigo en todo momento y darme las fuerzas, la sabiduría y la inteligencia, para poder avanzar en todos los años de mi vida y no haber perdido la fe en sus palabras y sus promesas.

A mis padres Lázaro y Orlaide que siempre me han apoyado en todo momento y en especial a mi madre.

A mi hermano Anier que siempre ha sido un buen amigo.

A mi padrastro Jose Manuel Rodríguez Moreno.

A mi amigo Yeinier Rodríguez Laborit.

A mi tutor Ever Góngora Leyva.

Al profesor Amauris Gilbert Hernández.

Al ingeniero civil Toni.

Y a todos los que en algún momento determinado, tuvieron la posibilidad de ayudarme y no la dejaron pasar por alto. Y a los que no me ayudaron también.

RESUMEN

Para el estudio de los sistemas de refrigeración por absorción se analizaron los trabajos precedentes que abordan esta temática, se caracterizaron los componentes del sistema, así como las mezclas refrigerantes utilizadas en los mismos, se utilizó como par de trabajo amoníaco / agua. Se estableció el procedimiento para la determinación de los parámetros termodinámicos en cada uno de los componentes de un sistema de refrigeración por absorción mejorado, a través del balance de masa y energía en el generador, absorbedor, condensador, evaporador, rectificador y en el intercambiador de calor. Además se hizo el análisis económico del ciclo y se explicaron las ventajas que tienen los mismos con respecto al ahorro de energía, tomando como fuente de calor los gases y fluidos que se consideran desechos de procesos tecnológicos.

SUMMARY

For the study of the cooling systems for absorption examined him the preceding works that they discuss this subject matter, they characterized the system's components, as well as the utilized freezing mixtures in the same, water was utilized like pair of ammoniac work. The procedure for the determination of the thermodynamic parameters in each one of the components of a cooling system for absorption improved, through the balance of mass and energy in the generator, absorber, condenser, evaporator, rectifier and in the inter-heat exchanger became established. Besides the economic analysis of the cycle was done and they understood the advantages that they have the same regarding the saving of energy, taking like source of heat gases and fluids that they consider waste matter of technological processes.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.1. Introducción	4
1.2. Antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción	4
1.3. Ciclo de refrigeración convencional	7
1.4. Funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción	7
1.4.1. Partes componentes de un sistema de refrigeración por absorción	8
1.4.2. Clasificación de las máquinas de absorción	9
1.4.3. Ventajas de la refrigeración por absorción	10
1.4.4 Ciclo regenerativo de refrigeración por absorción	10
1.4.5 Frigorífico Servel - Electrolux	12
1.6. Combinación refrigerante absorbente	13
1.7 Selección del refrigerante	13
1.8. El amoniaco R-717	14
1.8.1. Ventajas e inconvenientes del amoniaco con respecto a los refrigerantes compuestos por cloro, flúor y carbono (CFC)	14
1.10. Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic	15
1.11. Conclusiones del capítulo	16
CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS	17
2.1. Introducción	17
2.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción	17
2.3. Metodología para el cálculo de un frigorífico de absorción utilizando el diagrama de equilibrio amoniaco agua Merkel-Bosnjakovic	18
2.3.1. Ciclo de refrigeración por absorción	18

2.3.2. Determinación de las propiedades en cada uno de los puntos	19
2.4. Conclusiones del capítulo	29
CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	30
3.1. Introducción	30
3.2. Cálculo de un frigorífico de absorción de 10 kW de potencia de refrigeración utilizando el diagrama de equilibrio amoníaco agua	30
2.3. Valoración económica.....	38
2.4. Impacto ambiental	39
3.5. Conclusiones del capítulo	40
CONCLUSIONES GENERALES	41
RECOMENDACIONES	42
BIBLIOGRAFÍA	43
ANEXOS	45

INTRODUCCIÓN

Los equipos de refrigeración por absorción han tenido un aumento considerable en los últimos años, debido a la posibilidad de trabajar con fuentes de energía primaria derivadas de procesos industriales tales como, vapores residuales, agua de enfriamiento de determinados equipos, e inclusive con fuentes de energía renovables como las provenientes de los rayos solares, y con algunas más amigables con el medio ambiente como es el caso del biogás. La mayoría de los sistemas de refrigeración en la actualidad son por compresión de vapor, en el que se realiza un trabajo a entropía constante para elevar la presión del refrigerante proveniente del evaporador, hacia el condensador, utilizándose para ello un compresor o varios de estos, consumiendo gran cantidad de energía eléctrica (Pons *et al*, 1987).

Las investigaciones realizadas en el campo de la refrigeración con el objetivo de prescindir del consumo de energía eléctrica o reducirla, han dado lugar al desarrollo progresivo de los equipos de refrigeración por absorción, la cual se basa en la capacidad que tiene algunas sustancias de absorber a otras, y en la que el compresor, gran consumidor de energía eléctrica, es sustituido por un absorbedor y un generador garantizándose así, la presión requerida en el sistema. En la refrigeración convencional se han utilizado refrigerantes dañinos para el medio ambiente como los CFC (productos compuestos por cloro, flúor y carbono) que destruyen la capa de ozono, a diferencia de la refrigeración por absorción que utiliza por lo general compuestos orgánicos como el agua/bromuro de litio o el amoníaco/agua, por lo que se vuelve una alternativa muy eficaz, para el ahorro de energía eléctrica y la disminución de la contaminación ambiental.

Situación Problemática

Tanto en los procesos industriales como en los de servicios, existen fuentes de suministro de calor que constituyen pérdidas de energía de dichos procesos, los cuales pueden emplearse como fuentes de energía en una máquina de refrigeración por absorción. Por tales motivos se tiene la necesidad de establecer los criterios para la selección de los elementos que integran un sistema de refrigeración por absorción, a

partir de un análisis de las diferentes fuentes de suministro de calor para la generación de frío, favoreciendo así, la disminución de los gastos de consumo de energía eléctrica por concepto de climatización, y a la eliminación del uso de los cloro flúor y carbono como refrigerante. Además los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica del ISMM (Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa) no cuentan con un material de consulta que le permita el desarrollo de habilidades en el cálculo de los parámetros para selección de un sistema de refrigeración por absorción.

Problema

La no existencia de un procedimiento que permita a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, el desarrollo de habilidades en el cálculo de los parámetros para selección de un sistema de refrigeración por absorción.

Objeto de estudio

Los sistemas de refrigeración por absorción.

Objetivo

Establecer el procedimiento para determinar los parámetros de selección de una instalación de refrigeración por absorción.

Hipótesis

Si se establecen los pasos para la selección de un sistema de refrigeración por absorción a partir de la cantidad de calor disponible en las diferentes fuentes de suministro, como son (agua caliente, vapor residual y gases producto de la combustión), se podrá seleccionar un equipo de refrigeración por absorción que permita un ahorro considerable de energía eléctrica y un menor impacto ambiental.

Campo de acción

La refrigeración por absorción.

Objetivo Específicos

1. Caracterizar los elementos que componen los ciclos de refrigeración por absorción.

2. Establecer los criterios de selección de los elementos que componen los ciclos de refrigeración por absorción.

Tareas

1. Establecimiento del estado del arte sobre la temática tratada a partir del análisis bibliográfico.
2. Establecimiento del procedimiento de cálculo adecuado para determinar los parámetros que caracterizan los ciclos de refrigeración por absorción.
3. Determinación de los parámetros que caractericen el ciclo de refrigeración por absorción para un caso de estudio.
4. Valoración económica de la propuesta efectuada y su incidencia en el medio ambiente.

CAPITULO I. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

En la actualidad la refrigeración por absorción es una de las principales fuentes de investigación en sistemas de cogeneración y trigeneración en la industria moderna, debido a su posibilidad de trabajar con fuentes primarias de energía, derivadas de procesos tecnológicos tales como, vapores residuales, gases producto de la combustión, agua caliente entre otras, y no consumir energía eléctrica o muy poco de esta, lo cual los sitúa en un buen lugar con respecto a los equipos amigables con el medio ambiente. La producción de frío en los sectores residencial y empresarial para el acondicionamiento de aire en los locales climatizados, exige una demanda considerable de energía eléctrica, por estar basada en equipos convencionales de refrigeración por compresión de vapor, por lo que el empleo de equipos de refrigeración por absorción es una buena manera de garantizar el ahorro necesario en este tipo de instalaciones, y por ende aprovechar al máximo las fuentes de energía caloríficas que se consideraban pérdidas.

Objetivo del capítulo

Establecer el marco teórico sobre la refrigeración por absorción y definir los principales parámetros que constituyen los mismos, así como también comparar sus prestaciones con respecto a la refrigeración convencional.

1.2. Antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción

Los antecedentes del ciclo de absorción pueden situarse a 1774 cuando el inglés Joseph Priestly aísla los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono. Pero no es hasta 1824, cuando Michael Faraday, expuso el polvo de cloruro de plata al amoniaco gaseoso y cuando ya había absorbido la mayor cantidad posible, selló el compuesto en un tubo de ensayo en forma de U invertida, luego aplicó calor al extremo del tubo para separar el amoniaco y en el otro lado colocó agua para condensarlo, retirada la fuente de calor, al poco tiempo el amoniaco líquido comenzó a evaporarse nuevamente para ser absorbido por el cloruro de plata, observando que al hacerlo este se enfriaba y

extraía calor del medio (Marcos, 2008; Romero, 2006). Fue finalmente el francés Ferdinand Carré quien patentó el sistema de refrigeración por absorción en 1860 y obtuvo el premio de la Exposición Universal de Londres de 1862 (Absorsistem, 2003; Stoecker, 1985).

Pero fue durante la guerra de secesión norteamericana, cuando los estados del Norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la Confederación; que se empleó por primera vez a gran escala la máquina de absorción (Stoecker, 1985).

Para el estudio de los equipos de refrigeración por absorción se modela el proceo de tranferencia de calor y de masa en los intercambiadores de calor que lo componen, se proponen las expresiones que caracterizan el comportamiento de la temperatura, el área y el coeficiente global de transferencia de calor, para la mezcla refrigerante amoniaco/agua. Apoyados en un banco de prueba determinan las distintas condiciones de operación y configuraciones de flujo en el absorbedor (Cerezo, 2006; Cisneros, 2002).

Conde (2004) propone un modelo matemático para el cálculo de las propiedades de la mezcla amoniaco agua, partiendo de la necesidad inevitable de utilizar la modelación en los ciclos de refrigeración por absorción, debido a la complejidad de esto, ya que con diagramas termodinámicos se hace muy engorrosa. (Dos Santos *et al* 2006) propone un modelo matematico para obtener la entalpías y la entropía en un sistema de refrigeración por absorción, empleando la mezcla amoníaco/agua.

Romero (2006) analiza termodinámicamente a dos ciclos de refrigeración por absorción, (ciclo de refrigeración por absorción simple y el ciclo de refrigeración por absorción regenerativo) utilizando modelos matemáticos que se desarrollan para predecir el equilibrio líquido-vapor de la mezcla amoniaco agua, así como, la evaluación de las propiedades termodinámicas como la entalpía, entropía y volumen específico, utilizando la ecuación virial de estado.

Salguero, (2011) modela y simula una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto con mezcla de trabajo agua/bromuro de litio y activada por una planta de energía

solar, utilizando colectores lineales Fresnel. Exponiendo las ventajas en el rendimiento comparadas con las máquina de simple efecto.

Gaia *et al* (2000), proponen la colocación de un sistema de calentamiento por colectores concentricos parabolicos y tanque acumulador, para hacer funcionar una eladera de absorción de tipo electrolux.

Romero *et al* (2014) calculan la carga térmica de un consultorio médico y proponen la climatización del mismo con una máquina de refrigeración por absorción simple efecto de la marca ClimateWell 10, con 10 kW de potencia de enfriamiento que utiliza como absorbente el par cloruro de litio y agua, y calculan el área de captación solar para emplear colectores de tubos al vacío marca Thermomax. (Boas, 2004) propone la construcción de un refrigerador por absorción de tipo intermitente para una capacidad de 10 W que funcione únicamente con energía solar.

Cañadas *et al* (2010) calculan los parámetros fundamentales de un refrigerador por absorción de 1,8 kW utilizando el diagrama de entalpía concentración, y diseñan cada uno de sus componentes de forma didáctica, para lo cual también proponen el acoplamiento de un sistema de colectores solares para hacer funcionar el mismo.

Salavera, (2005) realiza un estudio acerca de las propiedades que presenta la mezcla de trabajo amoniaco/agua, al añadirle hidróxidos alcalinos (de sodio y de potasio) y la mezcla bromuro de litio y agua, al incorporarle sales de litio (cloruro, nitrato y yoduro). Determinando la solubilidad, la capacidad calorífica y la densidad de las disoluciones.

Martínez *et al* (2005) determinan la disponibilidad de dos posibles fuentes residuales de energía a emplear, que son, vapores residual y gases productos de la combustión en una empresa de productos lácteos, en donde a partir de la potencia frigorífica evalúan un ciclo de refrigeración por absorción amoniaco agua para la misma.

Cano (2001) realiza un estudio detallado de la refrigeración por absorción en la que abarca desde los fundamentos físicos, ámbito reglamentario, consideraciones sobre operación y mantenimiento hasta el interés energético e impacto ambiental. También expone las consideraciones de diseño actual de estos equipos.

1.3. Ciclo de refrigeración convencional

El procedimiento más común de proporcionar refrigeración es mediante un sistema de compresión de un vapor, en donde el refrigerante vaporizado entra al compresor, que puede ser una máquina rotativa o de movimiento alternativo, y este a su vez aumenta su presión y temperatura para entrar al condensador, donde cede calor al medio ambiente, al final del condensador el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión para disminuir su presión y temperatura a la del evaporador, en donde hierve extrayendo consigo el calor del medio o sustancia a refrigerar, y vuelve al compresor para completar el ciclo (Moring, 1969).

1.4. Funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción

La refrigeración por absorción se fundamenta físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua respectivamente. En este tipo de sistemas se le conoce a la sustancia que absorbe los vapores, como absorbente y a la sustancia que se evapora y extrae calor del medio, como refrigerante o agente frigorífico. Para estos dos casos mencionados anteriormente, serían absorbentes el agua y la solución de bromuro de litio, y refrigerantes el amoníaco y el agua destilada, en los ciclos de absorción amoníaco/agua y Agua/bromuro de litio (Marcos, 2008).

Más en detalle, en el ciclo amoníaco/agua que se muestra en la figura 1.1, el amoníaco (refrigerante) en un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador, el cual enfría ambientes o cámaras. Acto seguido el vapor es absorbido por el agua (absorbente) en el absorbedor, produciendo una solución concentrada (solución fuerte). Esta solución es bombeada al generador, donde se separan absorbente y refrigerante por medio de calor procedente de una fuente externa; el vapor de amoníaco pasa al condensador donde cede calor al medio ambiente, saliendo de este como líquido saturado y luego es estrangulado en una válvula de expansión para garantizar la diferencia de presión en el evaporador y volver a extraer calor del medio a refrigerar evaporándose este, conjuntamente la solución

débil de amoniaco agua procedente del generador es devuelta al absorbedor para completar el ciclo. Al igual que los sistemas de compresión que utilizan agua en sus procesos, el sistema requiere una torre de enfriamiento para disipar el calor sobrante.

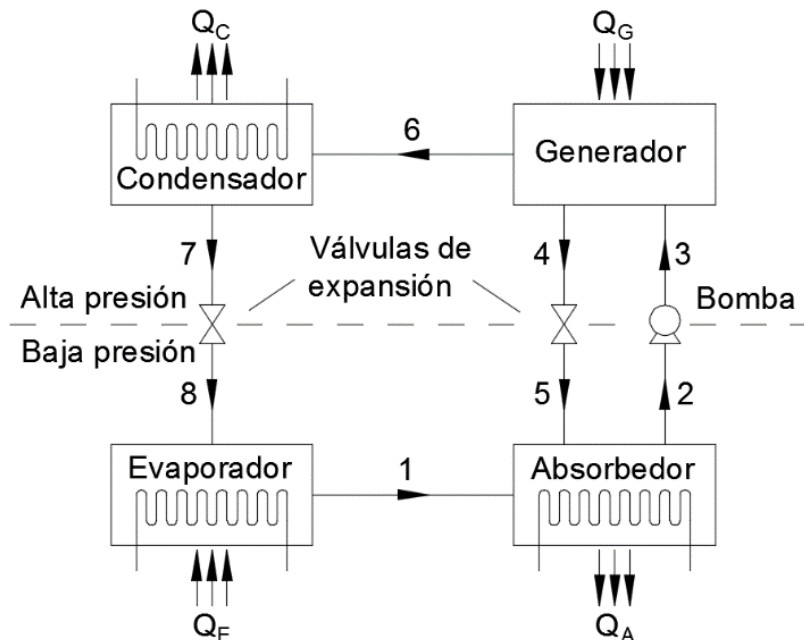


Figura 1.1. Ciclo básico de refrigeración por absorción

1.4.1. Partes componentes de un sistema de refrigeración por absorción

Absorbedor

En el absorbedor el vapor refrigerante proveniente del evaporador es absorbido por el líquido contenido en el mismo, produciéndose una reacción exotérmica, como la cantidad de refrigerante que se puede absorber es inversamente proporcional a la temperatura, este tiene que ser enfriado mediante la circulación de un fluido que generalmente es agua, luego la solución resultante en el mismo (solución fuerte) es bombeada al generador.

Generador

El generador es el encargado de separar el refrigerante contenido en la solución por medio de calor. A la solución fuerte procedente del absorbedor se le aumenta la temperatura para vaporizar el refrigerante contenido en la misma, produciéndose dos

salidas de fluidos, una de vapor refrigerante hacia el condensador, y la otra, de líquido con bajo contenido de refrigerante, caliente, hacia el absorbedor.

Condensador

Es el encargado de recibir el vapor refrigerante procedente del generador, eliminar el calor del mismo y licuarlo, para poder introducirlo luego en el evaporador. El condensador es el lugar donde se produce la eliminación de calor en un sistema de refrigeración, que puede ser mediante el enfriamiento por agua o al aire ambiente.

Evaporador

Es un tipo de intercambiador de calor en donde el refrigerante en ebullición, absorbe el calor de la sustancia que se va a enfriar, este tiene como objetivo extraer el calor del aire, agua o cualquier otra sustancia que se quiera refrigerar.

Válvula de expansión

Este dispositivo es el encargado de reducir la presión del refrigerante líquido y regular su paso al evaporador. Está presente en casi todos los equipos de refrigeración y su función se basa en el estrangulamiento del fluido, producto a un estrechamiento en su sección.

Bomba

Es la encargada de desplazar el fluido proveniente del absorbedor (solución fuerte) hasta el generador y elevar su presión, manteniendo la continuidad del ciclo de absorción, similar al trabajo del compresor en un sistema de refrigeración convencional.

1.4.2. Clasificación de las máquinas de absorción

Existen varios criterios para clasificar las máquinas de absorción (Salguero, 2011)

Número de efectos:

- ✓ Simple efecto: Con un solo generador.
- ✓ Doble efecto: Con dos generadores.
- ✓ Triple efecto: Con tres generadores

Número de etapas:

- ✓ Simple etapa: Con un absorbedor.
- ✓ Doble etapa: Con dos absorbedores.
- ✓ Triple etapa: Con tres absorbedores.

Fuente de calor empleada para el funcionamiento de la máquina:

- ✓ Tipo directo o “llama directa”: La potencia calorífica proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles (líquidas o gaseosas).
- ✓ Tipo indirecto: La potencia calorífica proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador.

Sistema de condensación:

- ✓ Por agua.
- ✓ Por aire.

1.4.3. Ventajas de la refrigeración por absorción

Las principales ventajas de los equipos de absorción respecto a los de compresión (Salavera, 2005) son:

- ✓ Requieren mucha menos potencia eléctrica.
- ✓ Pueden utilizar calor residual de centrales térmicas o de procesos industriales como fuente de energía.
- ✓ Tienen la posibilidad de utilizar quemadores de gas a llama directa.
- ✓ No contribuyen a la destrucción de la capa de ozono y presentan un menor impacto sobre el calentamiento de la superficie terrestre que otras tecnologías.
- ✓ La ausencia de partes móviles alarga la vida del equipo y reduce su mantenimiento.
- ✓ Son silenciosos y no producen vibraciones.
- ✓ Presentan un funcionamiento más flexible y fiable que los equipos de compresión.

1.4.4 Ciclo regenerativo de refrigeración por absorción

En esencia es el mismo principio que el ciclo convencional de refrigeración por absorción, pero con algunas mejoras introducidas. Entre el generador y el evaporador

existe un intercambiador de calor (figura 1.2), con el objetivo de disminuir la temperatura de la solución débil dirigida hacia el absorbedor, y a su vez aumentar la que se envía hacia el generador, garantizando una reducción de la cantidad de calor que debe añadirse a la solución fuerte en el generador, resultando en una reducción del costo del calentamiento y de enfriamiento.

El mezclador es un intercambiador de calor de contacto directo que consiste en una serie de bandejas colocadas encima del generador, la solución fuerte procedente del absorbedor fluye hacia abajo por las bandejas para enfriar el vapor que sube procedente del generador.

Otra mejora es colocar un rectificador a la salida del generador, garantizando una mayor concentración del refrigerante en el circuito de refrigeración, y subenfriar el líquido a la salida del condensador para conseguir así, un aumento del efecto frigorífico.

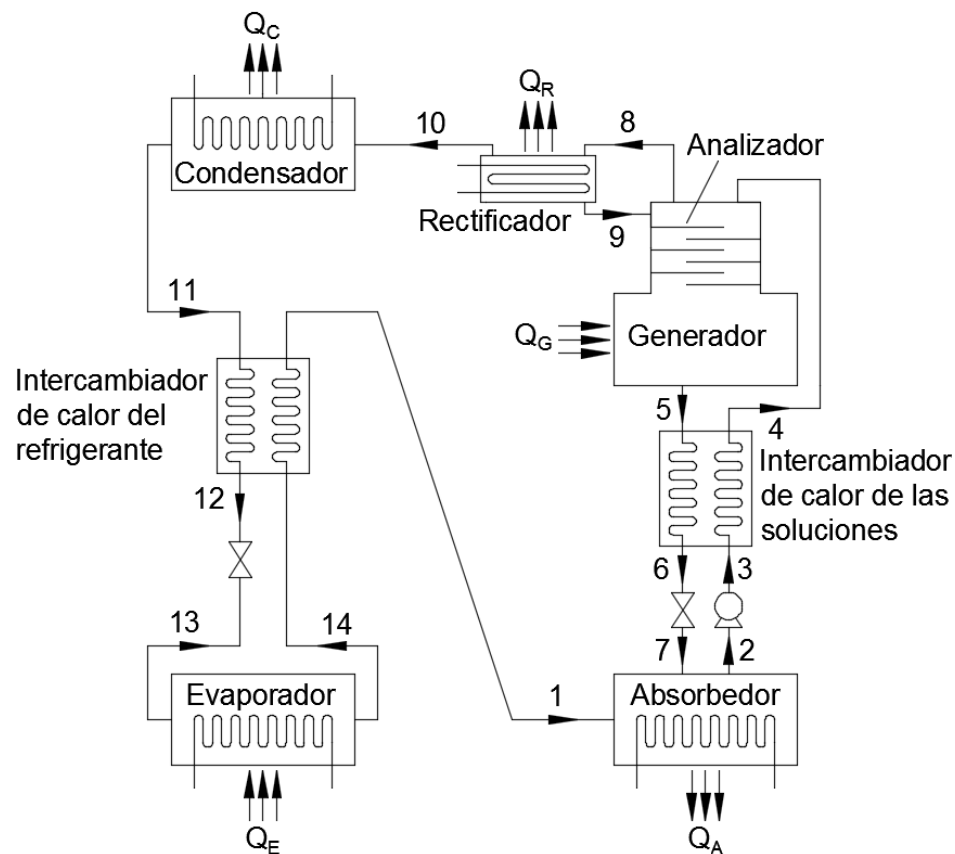


Figura 1.2. Esquema de un ciclo regenerativo de refrigeración absorción.

1.4.5 Frigorífico Servel - Electrolux

El sistema Servel-Electrolux introduce una modificación interesante, y es que la sustancia refrigerante describe un ciclo sin emplear maquinaria que tenga partes móviles, figura 1.3, funcionando continuamente; esta sustancia refrigerante es gas amoníaco liberado de una disolución acuosa y transportado de una parte a otra mediante una atmósfera de hidrógeno. La presión total, suma de las presiones parciales del amoníaco y del hidrógeno es constante en todos los puntos del sistema y por lo tanto no hay necesidad de ningún tipo de válvulas. Fue inventado por Carl Munters y Baltzer von platen en Suecia (Stoecker, 1985).

Lo más peculiar de este tipo de frigorífico por absorción, quizás sea la posibilidad de no usar electricidad en su funcionamiento, puesto que no posee una bomba para hacer circular el fluido en su interior. Esto lo coloca entre uno de los sistemas más utilizados actualmente para generar frío por medio de la energía solar, al adaptar el generador a un circuito de calentamiento por algún fluido caloportador utilizando captadores solares.

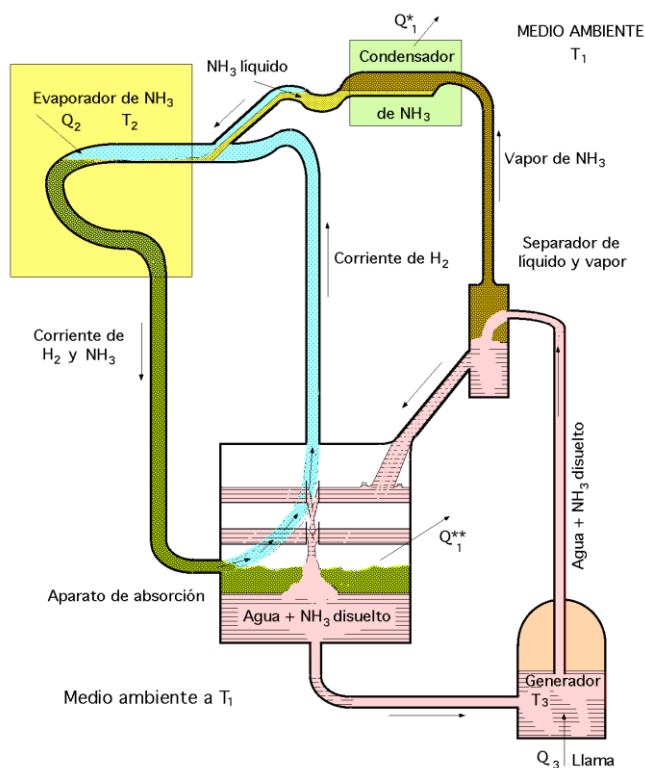


Figura 1.3. Esquema de un frigorífico Servel-Electrolux (Fuente: Wikipedia, 2015)

1.6. Combinación refrigerante absorbente

En la actualidad las combinaciones refrigerantes absorbentes más difundidas son el agua/bromuro de litio y el amoníaco/agua (Boas, 2004).

- ✓ Agua/bromuro de litio. Mezcla ampliamente utilizada en enfriadoras de agua industriales y equipos de climatización por su elevada eficiencia. Sus principales desventajas son los problemas de cristalización que limita de forma significativa la temperatura de operación del absorbedor, no permiten operar a temperaturas menores a 0 °C y por otro lado, su alto nivel de corrosión principalmente a temperatura elevada.
- ✓ Amoníaco/agua. Es el par de trabajo ampliamente utilizado en los equipos de absorción que deben operar a temperaturas inferiores a 0 °C . Además, es la mezcla utilizada por la mayor parte de equipos de absorción comercializados para el sector residencial e industrial. Su principal desventaja es la necesidad de rectificación, el bajo rendimiento en modo refrigeración y su incompatibilidad con el cobre.
- ✓ Metano/bromuro de litio. Con esta combinación se pueden obtener temperaturas inferiores a 0 °C, no presenta problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. La desventaja de esta mezcla es que es inestable a temperaturas elevadas lo que limita su aplicación a sistemas de simple efecto.
- ✓ Agua/hidróxido sódico, potásico y de cesio. Su principal punto de interés reside en el incremento sustancial de la temperatura de operación del absorbedor respecto al sistema agua/bromuro de litio. Su principal desventaja es su poder corrosivo, sobre todo a temperaturas elevadas.

1.7 Selección del refrigerante

Se seleccionó el amoníaco como refrigerante por sus buenas propiedades termodinámicas y su gran disponibilidad en Cuba, aparte de ser un refrigerante competitivo entre los equipos de absorción.

Precio

El amoníaco tiene una amplia variedad de usos, pero en cualquier caso su precio es inferior al de los refrigerantes fluorados (alrededor de un 20 % menor) y además, con cantidades significativamente inferiores se consiguen los mismos efectos (Cañadas *et al* 2010).

1.8. El amoníaco R-717

Es el único refrigerante que se ha utilizado desde los inicios de la refrigeración hasta la actualidad. La enorme experiencia que ha podido acumularse junto con el hecho de ser un refrigerante natural de nulo impacto ambiental, lo han revalorizado de nuevo, teniendo en cuenta además que es un excelente transmisor del calor y mucho más económico que los halocarburos. Las propiedades físicas del amoníaco R-717 se relacionan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Propiedades del amoníaco a 0 °C y presión de 101,3 kPa .

Propiedades	Valor
Densidad	0,73 kg/m ³
Masa molar	17,031 g/mol
Punto de fusión	195,42 K
Punto de ebullición	239,81 K
Punto de descomposición	773 K
Temperatura crítica	405,5 K
Índice de refracción	1,353

1.8.1. Ventajas e inconvenientes del amoníaco con respecto a los refrigerantes compuestos por cloro, flúor y carbono (CFC)

Ventajas:

- ✓ Bajo costo.
- ✓ Se encuentra en la naturaleza.
- ✓ Químicamente neutro, excepto para el cobre.
- ✓ Potencial de destrucción del ozono: 0,0

- ✓ Potencial de efecto invernadero: 0,0
- ✓ Necesita menor caudal másico que el resto de los refrigerantes; mayor eficiencia.
- ✓ Menor conductividad térmica que los CFC líquidos.
- ✓ Mejor rendimiento en la mayoría de gamas de temperatura.
- ✓ Dimensiones más reducidas de las tuberías para una misma potencia frigorífica.
- ✓ Bajo costo de bombeo.
- ✓ Se detectan instantáneamente las fugas por el olfato sin llegar a niveles tóxicos.
- ✓ Reutilizables. En la agricultura.

Inconvenientes:

- ✓ Incompatible con el cobre y sus aleaciones.
- ✓ Umbral de toxicidad bajo.
- ✓ Incompatible con la presencia de personas desprevenidas.
- ✓ Requiere formación apropiada del personal de mantenimiento.

1.10. Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic

El diagrama de Merkel permite un estudio completo de la máquina a absorción, ya que ofrece los balances térmicos de los diferentes componentes del ciclo por medio de la lectura directa de las diferencias de entalpía. El eje de las abscisas está graduado en concentraciones de la fase líquida (x) y el eje de las ordenadas en entalpías (h). El diagrama de equilibrio amoníaco-agua contiene en la parte inferior, una red de isotermas e isobaras al igual que curvas de igual concentración de la fase vapor en equilibrio con la fase líquida. En la parte superior las curvas de referencia permiten, partiendo de un punto de equilibrio determinado en la parte inferior, definir las características de la fase vapor (Pilatowsky *et al* 2002).

1.11. Conclusiones del capítulo

- ✓ La bibliografía consultada aborda el estudio de los sistemas de refrigeración por absorción y las condiciones que dieron lugar a su origen, aportando elementos de interés para el desarrollo de la investigación.
- ✓ Los documentos donde se evalúan los ciclos de refrigeración por absorción no muestran un procedimiento, o una metodología uniforme que permita la reproducción de los mismos, lo que obliga a consultar diferentes fuentes bibliográficas.

CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

En este capítulo se expone la metodología de cálculo que permitirá determinar los parámetros termodinámicos de un equipo de refrigeración por absorción. Las propiedades de la sustancia de trabajo se fijaran utilizando el diagrama entalpía concentración de Merkel-Bosnjakovic, el cual permite determinar las presiones y concentraciones de las soluciones concentrada y diluida, así como las diferentes cantidades de calor involucradas en cada transformación de la mezcla de trabajo amoniaco agua.

Objetivos del capítulo

Establecer el procedimiento de cálculo para la obtención de los parámetros termodinámicos de los elementos que componen una máquina de refrigeración por absorción.

2.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración propuesto para el análisis termodinámico de cada uno de los elementos que lo componen, es un ciclo de refrigeración por absorción, y para simplificar los cálculos se consideraron los siguientes postulados:

- ✓ El sistema opera en régimen estacionario.
- ✓ Las corrientes de salida del absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- ✓ No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de los conductos.
- ✓ No se consideran pérdidas de presión a lo largo los conductos ni en otros componentes del sistema.
- ✓ El proceso en las válvulas se considera isoentálpico.
- ✓ La bomba tiene un rendimiento isoentrópico de 0,8.

2.3. Metodología para el cálculo de un frigorífico de absorción utilizando el diagrama de equilibrio amoníaco agua Merkel-Bosnjakovic

Para realizar el cálculo de una máquina de refrigeración por absorción con mezcla refrigerante, amoníaco agua, se necesitan conocer las variables independientes que intervienen en el proceso. El estudio parte de la potencia frigorífica que se desea producir, la energía de alimentación del generador y los rangos de temperatura de trabajo de los diferentes componentes del sistema.

Se definen como datos iniciales del proyecto:

✓ Potencia frigorífica	Q_E (kW)
✓ Temperatura del generador	T_G (°C)
✓ Temperatura de condensación	T_C (°C)
✓ Temperatura del absorbedor	T_A (°C)
✓ Temperatura del evaporador	T_E (°C)
✓ Eficiencia térmica del intercambiador de calor	ε
✓ Rendimiento isoentrópico de la bomba	η
✓ Concentración del refrigerante	ξ

2.3.1. Ciclo de refrigeración por absorción

Estos tipos de máquinas operan entre presiones de 2 y 4 bar en el evaporador, y de 9 a 20 bar en el condensador (Romero, 2006). El diagrama entalpía concentración de Merkel-Bosnjakovic, también conocido como diagrama de equilibrio amoníaco agua se muestra en el anexo 1 de este trabajo, con el se determinarán la mayoría de las propiedades de la mezcla amoníaco agua en cada uno de los puntos señalados en la figura 2.1. Los estados de referencia son el amoníaco líquido saturado a -77 °C y el agua líquida saturada a -0 °C . El grupo inferior de líneas del diagrama corresponde a las entalpías de diversas fases sólidas de hielo y amoníaco con los puntos eutéctico y congruente. El grupo de curvas situado sobre este, representa las entalpías de las soluciones saturadas en todo el intervalo de composiciones para diferentes temperaturas y presiones. El tercer grupo desde el fondo representa las líneas de construcción para la obtención de las relaciones de equilibrio vapor - líquido. El grupo

superior de líneas representa las entalpías de vapores saturados que cubren todo el intento de composiciones para distintas temperaturas y presiones.

2.3.2. Determinación de las propiedades en cada uno de los puntos

Las propiedades en los diferentes puntos del ciclo de refrigeración por absorción se fijarán utilizando el diagrama de equilibrio amoníaco agua de la figura del anexo 1, con los puntos del esquema de la figura 2.1 a no ser que se especifique lo contrario. También es válido destacar que las concentraciones en la fase vapor se designan con la letra y , mientras que las de la fase líquida con la letra x .

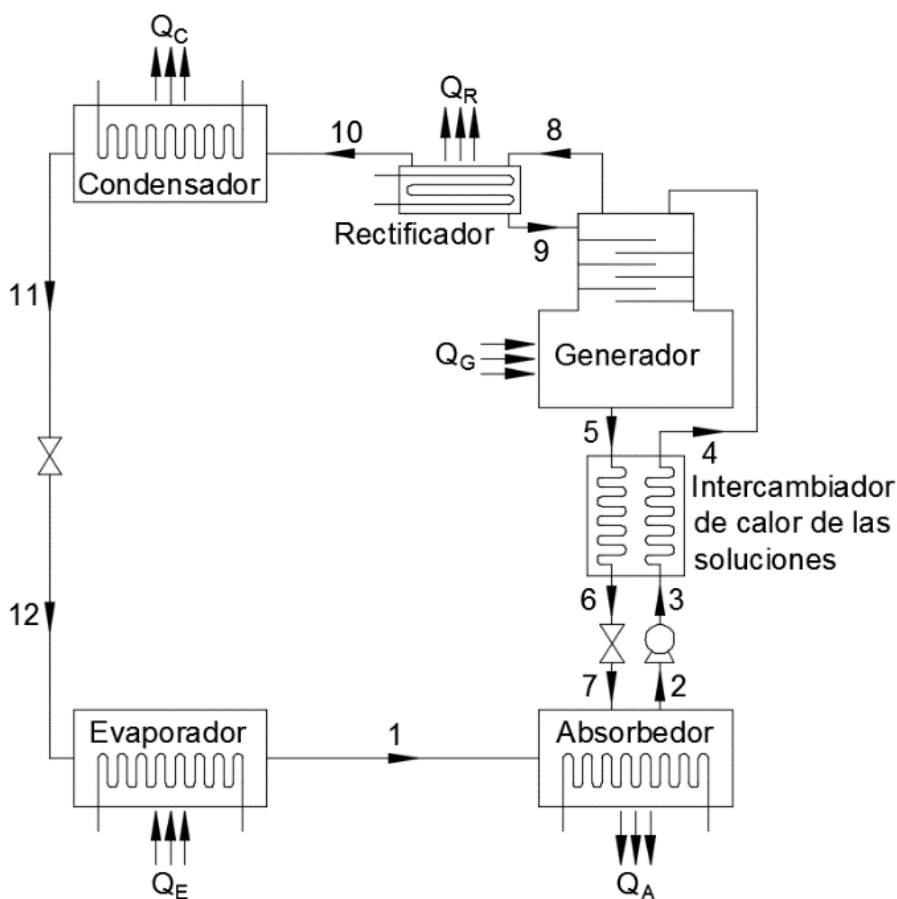


Figura 2.1. Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción

Determinación del punto 1

En el punto 1 a la salida del evaporador se tiene vapor saturado con una concentración máxima de refrigerante ξ y la temperatura del evaporador $T_E = T_1$ por lo cual del

diagrama amoniaco agua se obtiene la presión de baja del sistema $P_B = P_E = P_1$ y la entalpía del vapor h_1 . De esta manera queda establecido que para todo el ciclo de la figura 2.1.

$$\text{Presión de baja} = P_B = P_E = P_1 = P_2 = P_7 = P_{12}$$

$$\text{Concentración del refrigerante} = \xi = y_{10} = x_{11} = x_{12} = y_1$$

Determinación del punto 11

El punto 11 se considera líquido saturado a la temperatura de condensación $T_c = T_{11}$ y con una concentración ξ por lo que del diagrama de equilibrio amoniaco agua se obtiene la presión de alta del sistema $P_A = P_c = P_{11}$ y la entalpía del líquido h_{11} . Entonces para todo el ciclo tenemos.

$$\text{Presión de alta} = P_A = P_c = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11}$$

Determinación del punto 2

En el punto 2 se tiene la presión de baja del sistema y la temperatura acordada para el absorbedor $T_A = T_2$ con estos datos, y usando el diagrama amoniaco agua se obtiene la entalpía h_2 y la concentración x_2 del líquido saturado (solución fuerte) a la salida del absorbedor. Cabe destacar que la concentración $x_2 = x_3 = x_4$.

Determinación del punto 3

En el punto 3 se tiene la presión de alta del sistema P_A con la misma temperatura del absorbedor $T_A = T_2 = T_3$ y la concentración es la misma que en el punto 2 que va a ser $x_2 = x_3$ pero para obtener la entalpía h_3 es necesario calcular el trabajo de la bomba que va a ser igual a.

$$W_B = \frac{v_2 \cdot (P_A - P_B)}{\eta_B} \quad (2.1)$$

$$v_2 = \frac{1}{\rho_2} \quad (2.2)$$

Donde:

W_B : Trabajo de la bomba (kJ/kg)

v_2 : Volumen específico de la solución (m^3/kg)

η_B : Rendimiento de la bomba

P_A y P_B : Presión de alta y de baja respectivamente (kPa)

ρ_2 : Densidad de la solución (kg/m^3)

De esta forma se tiene que:

$$h_3 = h_2 + W_B \quad (2.3)$$

Determinación del punto 5

Similar al punto 2 la temperatura en 5 va a ser igual a la temperatura del generador $T_G = T_5$ y la presión es la presión de alta P_A del sistema por lo que del diagrama amoniaco agua se define la concentración x_5 y la entalpía h_5 del líquido saturado (solución débil) a la salida del generador. La concentración $x_5 = x_6 = x_7$.

Determinación del punto 8

En este punto el vapor de refrigerante se desprende de la mezcla de amoniaco agua que existe en el generador y con la temperatura del generador T_G y la presión de alta P_A se determina la concentración de refrigerante en el vapor y_8 y la entalpía del mismo h_8 .

Determinación del punto 10

En este punto se desea que el vapor de refrigerante tenga una concentración máxima $\xi = y_{10}$ a la salida del rectificador, y con la presión de alta del sistema P_A se determina la temperatura de salida del vapor T_{10} con su correspondiente entalpía h_{10} .

Determinación del punto 9

El reflujo a la salida del rectificador posee una temperatura $T_{10} = T_9$ y se considera líquido saturado a la presión de alta del sistema, por lo que del diagrama amoniaco agua se determina la entalpía h_9 y la concentración del líquido x_9 .

Determinación del punto 12

Considerando una válvula isoentálpica la entalpía en el punto 12 se considera la misma que en el punto 11 es decir $h_{11} = h_{12}$ y la temperatura es la del evaporador T_E .

Determinación del flujo másico de refrigeración

El flujo másico de refrigeración $m_R = m_1$ se determina mediante la potencia frigorífica que se desea obtener en el evaporador y viene dado por la ecuación siguiente.

$$m_R = m_1 = \frac{Q_E}{h_1 - h_{12}} \quad (2.4)$$

Donde:

m_1 y m_R : Flujo másico de refrigeración (kg/s)

Q_E : Potencia frigorífica (kW)

h_1 : Entalpía a la salida del evaporador (kJ/kg)

h_{12} : Entalpía a la entrada del evaporador (kJ/kg)

Balance de materia y energía en el absorbedor

Para el balance de materia y energía en el absorbedor se parte de las expresiones 2.5, 2.6 y 2.7. Los subíndices determinan el estado de las corrientes según la figura 2.1 y la figura 2.2.

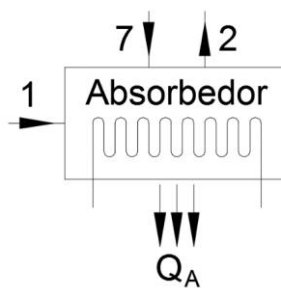


Figura 2.2. Esquema del absorbedor

$$m_2 = m_1 + m_7 \quad (2.5)$$

$$m_2 \cdot x_2 = m_1 \cdot y_1 + m_7 \cdot x_7 \quad (2.6)$$

$$Q_A + m_2 \cdot h_2 = m_1 \cdot h_1 + m_7 \cdot h_7 \quad (2.7)$$

Donde:

m : Caudal másico (kg/s)

h : Entalpía (kJ/kg)

Luego sustituyendo la expresión 2.5 en 2.6 y despejando m_7 se tiene que.

$$m_7 = \frac{m_1 \cdot (x_2 - y_1)}{x_7 - x_2} \quad (2.8)$$

Despejando el calor retirado en el absorbedor Q_A de la ecuación 2.7 se tiene.

$$Q_A = m_1 \cdot h_1 + m_7 \cdot h_7 - m_2 \cdot h_2 \quad (2.9)$$

Nota: Hasta este punto solo se pueden calcular los flujos másicos ya que no se tiene la entalpía en el puto 7.

Análisis en el intercambiador de calor de la solución

Partiendo de la ecuación 2.10, 2.11. y 2.12 propuesta por Incropera (1999) para la eficiencia ε en un intercambiador de calor.

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.10)$$

Donde:

Los subíndices h y c hacen referencia a los fluido caliente y frio respectivamente y los subíndice i y o se refieren a la salida y entrada del intercambiador de calor respectivamente.

ε : Eficiencia térmica del intercambiador de calor

T : Temperatura ($^{\circ}C$)

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h} \quad (2.11)$$

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c} \quad (2.12)$$

m_h : Flujo másico de la solución caliente (kg/s)

m_c : Flujo másico de la solución fría (kg/s)

$c_{p,h}$: Calor específico de la solución caliente a presión constante ($kJ/kg \cdot K$)

$c_{p,c}$: Calor específico de la solución fría a presión constante ($kJ/kg \cdot K$)

C_h y C_c : Capacitancia térmica de los fluidos caliente y fríos respectivamente

Si $C_{min} = C_h$ se puede deducir que la ecuación para calcular la eficiencia en el intercambiador de calor de soluciones, tomando como referencia el esquema de la figura 2.3 será.

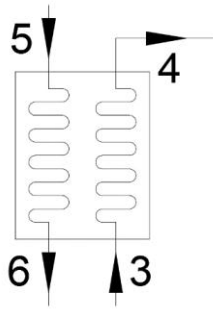


Figura 2.3. Esquema del intercambiador de calor de soluciones

$$\varepsilon \equiv \frac{C_5 \cdot (T_5 - T_6)}{C_{min} \cdot (T_5 - T_3)} \quad (2.13)$$

Para $C_{min} = C_5$ se tiene que.

$$\varepsilon \equiv \frac{(T_5 - T_6)}{(T_5 - T_3)} \quad (2.14)$$

Despejando T_6 de la expresión 2.13 se tiene que.

$$T_6 = T_5 - \varepsilon \cdot (T_5 - T_3) \quad (2.15)$$

La transferencia de calor que experimenta el fluido se puede determinar por la expresión 2.16 y 2.17.

$$q = m_h \cdot (h_5 - h_6) = m_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_5 - T_6) = C_h \cdot (T_5 - T_6) \quad (2.16)$$

$$q = m_c \cdot (h_4 - h_3) = m_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_4 - T_3) = C_c \cdot (T_5 - T_6) \quad (2.17)$$

Luego despejando T_4 de la ecuación 2.17 se tiene que.

$$T_4 = \frac{q}{C_c} + T_3 \quad (2.18)$$

Despejando h_6 de la ecuación 2.16 se tiene que.

$$h_6 = h_5 - \frac{q}{m_h} \quad (2.19)$$

Despejando h_4 de la ecuación 2.17 se tiene que.

$$h_4 = \frac{q}{m_c} + h_3 \quad (2.20)$$

Balance de masa y energía en el rectificador

En el rectificador el vapor procedente del generador pierde calor al interactuar con las columnas de rectificación, parte del mismo se destila y vuelve al generador llevándose consigo la mayor parte del absorbente (agua) que existía en el vapor refrigerante. Los balances de materia y energía se pueden determinar por las ecuaciones 2.21, 2.22 y 2.23 tomando como referencia la figura 2.4.

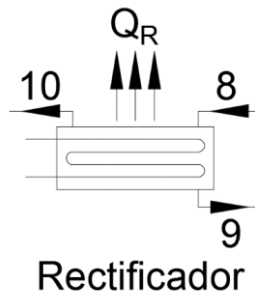


Figura 2.4. Esquema del rectificador

$$m_8 = m_9 + m_{10} \quad (2.21)$$

$$m_8 \cdot y_8 = m_9 \cdot x_9 + m_{10} \cdot y_{10} \quad (2.22)$$

$$m_8 \cdot h_8 = m_9 \cdot h_9 + m_{10} \cdot h_{10} + Q_R \quad (2.23)$$

Sustituyendo la ecuación 2.21 en 2.22 y despejando m_9 .

$$m_9 = \frac{m_{10} \cdot (y_{10} - y_8)}{(y_8 - x_9)} \quad (2.24)$$

Despejando Q_R de la ecuación 2.23 se tiene que.

$$Q_R = m_8 \cdot h_8 - m_9 \cdot h_9 - m_{10} \cdot h_{10} \quad (2.25)$$

Balance de masa y energía en el generador

En el generador el refrigerante se evapora por medio del calor suministrado, posibilitando esto la separación del amoníaco de la mezcla existente en el mismo y los balances de materia y energía se rigen por las ecuaciones 2.26, 2.27 y 2.28 expresadas por medio de la figura 2.5.

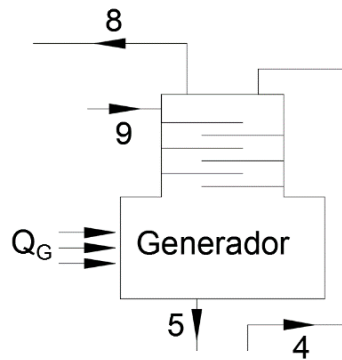


Figura 2.5. Esquema del generador

$$m_4 + m_9 = m_5 + m_8 \quad (2.26)$$

$$m_4 \cdot x_4 + m_9 \cdot x_9 = m_5 \cdot x_5 + m_8 \cdot y_8 \quad (2.27)$$

$$m_4 \cdot h_4 + m_9 \cdot h_9 + Q_G = m_5 \cdot h_5 + m_8 \cdot h_8 \quad (2.28)$$

Despejando Q_G de la expresión 2.28 se tiene.

$$Q_G = m_5 \cdot h_5 + m_8 \cdot h_8 - m_4 \cdot h_4 - m_9 \cdot h_9 \quad (2.29)$$

Balance de masa y energía en el condensador

Este es el encargado de condensar los gases provenientes del rectificador de manera que se produzca un enfriamiento del mismo, mediante la entrega de calor al medio de

enfriamiento. Por lo que los balances de energía y de masa se realizan utilizando las expresiones 2.30 y 2.31 con el diagrama de la figura 2.6.

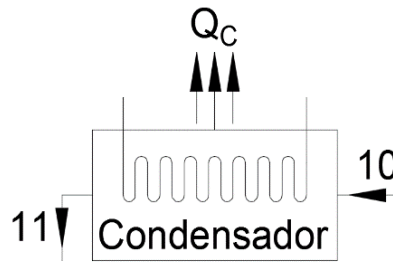


Figura 2.6. Esquema del condensador

$$m_{10} = m_{11} \quad (2.30)$$

$$m_{10} \cdot h_{10} = m_{11} \cdot h_{11} + Q_C \quad (2.31)$$

Siendo $m_{10} = m_{11}$ despejando Q_C de la expresión 2.31 nos queda que.

$$Q_C = m_{10} \cdot h_{10} - m_{11} \cdot h_{11} = m_C \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (2.32)$$

Donde:

m_C : Flujo másico en el condensador (kg/s)

Balance de masa y energía en el evaporador

El evaporador es el encargado mediante la evaporación del refrigerante a baja presión, de extraer el calor de lo que se desee refrigerar, y los balances de masa y energía se obtienen por las expresiones 2.33 y 2.34 mediante la figura 2.7.

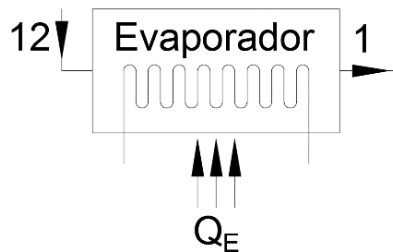


Figura 2.7. Esquema del evaporador

$$m_{12} = m_1 \quad (2.33)$$

$$m_{12} \cdot h_{12} + Q_E = m_1 \cdot h_1 \quad (2.34)$$

Despejando Q_E de 2.34 con $m_{12} = m_1$ se tiene que.

$$Q_E = m_1 \cdot h_1 - m_{12} \cdot h_{12} = m_E \cdot (h_1 - h_{12}) \quad (2.35)$$

Donde:

m_E : Flujo másico en el evaporador (kg/s)

Potencia consumida en la bomba

La potencia consumida en la bomba se puede determinar por la siguiente expresión.

$$N_B = \frac{m_B \cdot W_B}{\eta_B} \quad (2.36)$$

Donde:

m_B : Flujo másico en la bomba (kg/s)

W_B : Trabajo de la bomba (kJ/kg)

η_B : Rendimiento de la bomba

Coefficiente de operación COP

El coeficiente de operación en este tipo de máquina frigorífica se puede calcular como.

$$COP_{abs} = \frac{Q_E}{Q_G + N_B} \quad (2.37)$$

Balance de energía total del sistema

El balance total de energía en el sistema viene dado por la siguiente fórmula.

$$Q_E + Q_G + N_B = Q_A + Q_R + Q_C \quad (2.38)$$

Con la determinación de los balances de masa y energía se da por concluida la metodología de cálculo desarrollada para la obtención de los parámetros termodinámicos de un ciclo de refrigeración por absorción.

2.4. Conclusiones del capítulo

- ✓ Queda establecido el procedimiento de cálculo para la determinación de los parámetros termodinámicos de una máquina de refrigeración por absorción, el cuál relaciona los aspectos teóricos metodológicos y las expresiones matemáticas formuladas en trabajos precedentes.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En los capítulos anteriores se fundamentan los conceptos, definiciones y criterios necesarios para determinar los parámetros termodinámicos de un frigorífico de absorción, por lo que en este capítulo se tiene como objetivo calcular un ciclo de refrigeración por absorción con mezcla de trabajo amoníaco agua, de 10 kW de potencia en el evaporador permitiendo así desarrollar la metodología de cálculo propuesta anteriormente.

Objetivos del capítulo

Utilizar la metodología de cálculo establecida en el capítulo 2 para determinar los parámetros termodinámicos de un equipo de refrigeración por absorción.

3.2. Cálculo de un frigorífico de absorción de 10 kW de potencia de refrigeración utilizando el diagrama de equilibrio amoníaco agua

Los cálculos se realizarán mediante la metodología propuesta en la sección 2.3 de este trabajo, para dar inicio a la determinación de los parámetros de funcionamiento del ciclo de absorción, se partirá de los datos del proyecto que se relacionan en la tabla 3.1. Recordando que se utilizara agua para extraer el calor del condensador, absorbedor y rectorificador.

Tabla 3.1. Condiciones seleccionadas para el ciclo de refrigeración.

Variables	Valor
Potencia frigorífica Q_E (kW)	10
Temperatura del generador Q_G (°C)	100
Temperatura de condensación T_C (°C)	35
Temperatura del absorbedor T_A (°C)	35
Temperatura del evaporador T_E (°C)	-5
Concentración del refrigerante ξ	0.995
Eficiencia térmica del intercambiador de calor ε	0,8
Rendimiento isoentrópico de la bomba η	0,8

Determinación del punto 1

Como mismo se explica en la sección 2.3.2 en el punto 1 tenemos la temperatura de evaporación $T_E = -5\text{ °C}$ con la concentración del refrigerante en el mismo $\xi = 0,995$ por lo cual del diagrama amoniaco agua se obtiene.

$$\text{Presión de baja} = P_B = P_E = P_1 = P_2 = P_7 = P_{12} = 353\text{ kPa}$$

$$h_1 = 1591\text{ kJ/kg}$$

Determinación del punto 11

En el punto 11 se considera líquido saturado a la temperatura de condensación $T_C = 35\text{ °C}$ y con una concentración $\xi = 0,995$ para estos datos de entrada al diagrama de equilibrio amoniaco agua se obtiene.

$$\text{Presión de alta} = P_A = P_C = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11} = 1344\text{ kPa}$$

$$h_{11} = 511\text{ kJ/kg}$$

Determinación del punto 2

En el punto 2 con la presión de baja del sistema $P_B = 353\text{ kPa}$ y la temperatura del absorbedor $T_A = 35\text{ °C}$ se encuentra el diagrama amoniaco agua los siguientes datos.

$$h_2 = 50,2\text{ kJ/kg}$$

$$x_2 = 0,45$$

Determinación del punto 3

En el punto 3 tenemos la misma temperatura y concentración que en el punto dos $T_A = 35\text{ °C}$ y $x_2 = 0,45$ pero con la diferencia de que ahora se tiene la presión de alta del sistema $P_A = 1344\text{ kPa}$. Para determinar la entalpía h_3 se necesita conocer la densidad de la solución que se encuentra en la tabla del anexo 2 o en (Conde, 2004) entrando con la temperatura y la concentración y va a ser $\rho = 805\text{ kg/m}^3$.

Por tanto de la ecuación 2.2 con $\rho = 805\text{ kg/m}^3$ se tiene que.

$$v_2 = 0,00124\text{ m}^3/\text{kg}$$

Ahora considerando un rendimiento isoentrópico en la bomba de 0,8 presión de baja $P_B = 353 \text{ kPa}$ y presión de alta $P_A = 1344 \text{ kPa}$ por la ecuación 2.1 se tiene que.

$$W_B = 1,536 \text{ kJ/kg}$$

De esta forma de la ecuación 2.3 con entalpía $h_2 = 50,2 \text{ kJ/kg}$ se tiene que.

$$h_3 = 51,7 \text{ kJ/kg}$$

Determinación del punto 5

En este punto tenemos la temperatura del generador $T_G = 100 \text{ °C}$ y la presión de alta del sistema $P_A = 1344 \text{ kPa}$ por lo que similar al punto 2, del diagrama de equilibrio amoníaco agua se encuentra que.

$$h_5 = 343,3 \text{ kJ/kg}$$

$$x_5 = 0,36$$

Determinación del punto 8

La temperatura de salida del vapor refrigerante se considera la temperatura del generador $T_G = 100 \text{ °C}$ a la presión de alta del sistema $P_A = 1344 \text{ kPa}$, con estos datos del diagrama se obtiene.

$$h_8 = 1842 \text{ kJ/kg}$$

$$y_8 = 0,95$$

Determinación del punto 10

En este punto el vapor de refrigerante se desea que tenga una concentración máxima $\xi = y_{10} = 0,995$ y con la presión de alta del sistema $P_A = 1344 \text{ kPa}$ del diagrama de equilibrio se obtiene la temperatura de salida del rectificador con su correspondiente entalpía.

$$T_{10} = 60 \text{ °C}$$

$$h_{10} = 1695 \text{ kJ/kg}$$

Determinación del punto 9

En el punto 9 se tiene la misma temperatura que en el punto 10 que va a ser $T_{10} = T_9 = 60\text{ °C}$ y con la presión de alta del sistema $P_A = 1344\text{ kPa}$ por lo que considerándose líquido saturado del diagrama se obtiene.

$$x_9 = 0,6$$

$$h_9 = 243\text{ kJ/kg}$$

Determinación del punto 12

En el punto 12 el refrigerante líquido a atravesado la válvula de estrangulación a la salida del condensador, considerando una válvula isoentálpica se tiene que $h_{12} = h_{11} = 511\text{ kJ/kg}$ y se considera a la temperatura del evaporador $T_E = -5\text{ °C}$ por lo que.

$$T_{12} = -5\text{ °C}$$

$$h_{12} = 511\text{ kJ/kg}$$

Determinación del flujo másico de refrigeración

Teniendo como dato del problema la potencia frigorífica $Q_E = 10\text{ kW}$ y habiendo determinado la entalpía $h_{12} = 511\text{ kJ/kg}$ y $h_1 = 1591\text{ kJ/kg}$ por la fórmula 2.4 se tiene que.

$$m_1 = 0,0093\text{ kg/s}$$

Balance de materia en el absorbedor

Teniendo el flujo másica de refrigeración $m_1 = 0,0093\text{ kg/s}$ junto con las concentración de la solución fuerte $x_2 = 0,45$ la concentración de la solución débil $x_7 = 0,36$ y la concentración del vapor refrigerante $y_1 = 0,995$ por la expresión 2.8 se tiene que.

$$m_7 = 0,056\text{ kg/s}$$

Luego por la ecuación 2.5 se determina.

$$m_2 = 0,0653\text{ kg/s}$$

Análisis en el intercambiador de calor de soluciones

Teniendo los calores específicos de las soluciones que se obtienen de la figura del anexo 3, o en (Conde, 2004) entrando con las diferentes concentraciones y presiones se tiene que $c_{p,h} = c_{p,5} = 4,41 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ y $c_{p,c} = c_{p,3} = 4,42 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ por lo cual de las formulas 2.11 y 2.12 con $m_7 = m_5 = 0,056 \text{ kg/s}$ y $m_2 = m_3 = 0,0653 \text{ kg/s}$ se tiene que.

$$C_h = C_5 = 0,24696$$

$$C_c = C_3 = 0,288626$$

Por tanto se cumple que $C_{min} = C_5$ por lo que teniendo la temperatura $T_5 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ y la temperatura $T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ con una eficiencia en el intercambiador de calor de $\varepsilon = 0,8$ por la ecuación 2.15 se obtiene.

$$T_6 = 48 \text{ }^\circ\text{C}$$

La transferencia de calor en el intercambiador con la capacitancia térmica $C_5 = 0,24696$ temperatura del fluido frío a la entrada de $T_5 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ y a la salida $T_6 = 48 \text{ }^\circ\text{C}$ se encuentra por la ecuación 2.16.

$$q = 12,84 \text{ kW}$$

Luego la temperatura T_4 se obtiene con la capacitancia térmica del fluido frío $C_3 = 0,288626$; la transferencia de calor en el intercambiador $q = 12,84 \text{ kW}$ y la temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador $T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, por la expresión 2.18.

$$T_4 = 79,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por la ecuación 2.19 teniendo la transferencia de calor en el intercambiador $q = 12,84 \text{ kW}$, el flujo másico del fluido caliente (solución débil) $m_5 = 0,056 \text{ kg/s}$ y la entalpía $h_5 = 343,3 \text{ kJ/kg}$ se tiene que.

$$h_6 = 120,44 \text{ kJ/kg}$$

Similar a lo anterior la entalpía h_4 se obtiene por la fórmula 2.20 con el flujo másico del fluido frío (solución fuerte) $m_3 = 0,0653 \text{ kg/s}$, la entalpía $h_3 = 51,7 \text{ kJ/kg}$ y la transferencia de calor en el intercambiador $q = 12,84 \text{ kW}$.

$$h_4 = 242,82 \text{ kJ/kg}$$

Determinación del punto 7

En el punto 7 el líquido procedente del generador atraviesa la válvula de regulación de presión entre el absorbedor y el generador, considerando el proceso en la válvula isoentálpico se tiene la misma entalpía que en el punto 6, y la temperatura también se puede considerar la del punto 6.

$$h_7 = 120,44 \text{ kJ/kg}$$

$$T_7 = 48 \text{ °C}$$

Balance de masa y energía en el rectificador

Primeramente calcularemos el flujo másico m_9 por la ecuación 2.24 y teniendo como datos de entrada, el flujo másico de refrigeración $m_1 = m_{10} = 0,0093 \text{ kg/s}$, la concentración máxima del vapor refrigerante $\xi = y_{10} = 0,995$ la concentración del vapor refrigerante a la salida del generador $y_8 = 0,95$ y la concentración del líquido a la salida del rectificador $y_9 = 0,6$ por lo que se obtiene.

$$m_9 = 0,0012 \text{ kg/s}$$

Luego por la ecuación 2.21 se tiene.

$$m_8 = 0,0105 \text{ kg/s}$$

La magnitud del calor cedido en el rectificador se puede obtener por la fórmula 2.25 teniendo los flujos másicos m_8 , m_9 y m_{10} junto con las entalpías h_8 , h_9 y h_h .

$$Q_R = 3,2859 \text{ kW}$$

Nota: Los datos de las magnitudes involucradas en cada uno de los puntos se relacionan en la tabla 3.2.

Balance de masa y energía en el generador

El calor transferido al generador con el objetivo de desprender el refrigerante de la mezcla amoníaco agua que se encuentra en él, se puede determinar por la ecuación

2.29, teniendo como datos los flujos máscicos m_4 , m_5 , m_8 y m_9 con las entalpías en cada uno de los puntos antes mencionados h_4 , h_5 , h_8 y h_9 .

$$Q_G = 22,418 \text{ kW}$$

Balance de masa y energía en el condensador

Para calcular el calor cedido en el condensador se necesita conocer el flujo másico que atraviesa el equipo $m_R = m_1 = m_C = 0.0093 \text{ kg/s}$ con la variación de entalpía en el mismo $h_{10} = 1695 \text{ kJ/kg}$ y $h_{11} = 511 \text{ kJ/kg}$, luego por la ecuación 2.32 se tiene que.

$$Q_C = 11,0112 \text{ kW}$$

Balance de masa y energía en el evaporador

El balance de masa y energía en el evaporador no es necesario realizarlo debido a que es un dato de apertura para el ejercicio por lo que se tiene.

$$Q_E = 10 \text{ kW}$$

Balance de energía en el absorbedor

Cuando la absorción del refrigerante tiene lugar en el absorbedor, se produce una reacción exotérmica (desprendimiento de calor). Por lo que para calcular el calor cedido al agente refrigerante se utilizara la expresión 2.9 teniendo como dato los flujos máscicos en cada punto. m_1 , m_7 y m_2 con sus correspondientes entalpías.

$$Q_A = 18,263 \text{ kW}$$

Potencia de la bomba

La potencia de la bomba se obtiene por la expresión 2.36, considerando un rendimiento isoentrópico de $\eta = 0,8$ con el trabajo realizado, $W_B = 1,536 \text{ kJ/kg}$ y su flujo másico $m_B = m_2 = 0,0653 \text{ kg/s}$.

$$N_B = 0,125 \text{ kW}$$

Coeficiente de operación COP

El coeficiente de operación se calcula por la fórmula 2.37 teniendo la potencia frigorífica $Q_E = 10 \text{ kW}$, el calor absorbido en el generador $Q_G = 23,87 \text{ kW}$ y la potencia de la bomba $N_B = 0,125 \text{ kW}$.

$$COP_{abs} = 0,44$$

Balance de energía total del sistema

El balance total de energía en el sistema viene dado por la expresión 2.38, la cual relaciona los calores absorbidos y cedidos en el frigorífico más la potencia de la bomba.

$$33,995 \text{ kW} = 34,012 \text{ kW}$$

Para un error relativo de: $\Delta E = 0.017 \text{ kW}$

En las tablas 3.1 se pueden ver las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos del sistema analizado, y en la tabla 3.2 los resultados de los balances de masa y energía en cada componente del sistema junto con el COP y el flujo de refrigeración.

Tabla 3.1 Propiedades de la sustancia de trabajo en cada uno de los puntos del sistema.

Puntos	$P \text{ (kPa)}$	$T \text{ (}^\circ\text{C)}$	$\xi \text{ (\%)}$	$h \text{ (kJ/kg)}$	$m \text{ (kg/s)}$
1	353	-5	99,5	1591	0,0093
2	353	35	45	50,2	0,0653
3	1334	35	45	51,7	0,0653
4	1334	79,48	45	242,82	0,0653
5	1344	100	36	343,3	0,056
6	1334	48	36	120,44	0,056
7	353	48	36	120,44	0,056
8	1334	100	95	1842	0,0105
9	1334	60	60	243	0,0012
10	1334	60	99,5	1695	0,0093
11	1334	35	99,5	511	0,0093
12	353	-5	99,5	511	0,0093

Tabla 3.2. Resultados de los balances de energía en cada componente del ciclo.

Parámetros	Valor
Calor aportado en el generador Q_G (kW)	22,418
Calor cedido en el condensador Q_C (kW)	11,0112
Calor absorbido en el evaporador Q_E (kW)	10
Calor disipado en el absorbedor Q_A (kW)	18,263
Potencia consumida por la bomba N_B (kW)	0,125
Flujo másico de refrigeración m_R (kg/s)	0,0093
Coeficiente de operación COP_{abs}	0,44

2.3. Valoración económica

Teniendo en cuenta que los sistemas de absorción son más económicos, cuanto más barata es la energía térmica disponible para el accionamiento de las máquinas, está claro que estos equipos son especialmente útiles para recuperar calor de deshecho, Lo que hacen posible la utilización de energías térmicas que serían evacuadas a la atmósfera de no utilizarse estos sistemas para su recuperación y aprovechamiento, sino que además, al mismo tiempo, evitan el consumo de energías más caras, fósiles o eléctricas, para su utilización en la producción frigorífica. Es decir, de alguna manera, dan lugar a un doble ahorro de energía; uno por la recuperación de energías desechables y otro por la reducción de consumos primarios en la producción de energía eléctrica.

Si bien es importante resaltar que los COP alcanzados en estas máquinas es de entre 0.5 y 1.8 frente a los de compresión de vapor que van de 3 a 5,5 estos no se pueden comparar debido a que el COP obtenido mediante compresión tiene en cuenta la energía eléctrica invertida en el compresor, que no es energía primaria en sí. En cambio en un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al generador, que sí es una energía primaria evaluable.

El costo de inversión de una instalación de absorción es alrededor de 1,7 veces superior a la de una de compresión de vapores para una misma capacidad, pero la

diferencia en costos operacionales es elevada a favor del sistema de refrigeración por absorción, debido al ahorro de energía eléctrica que se produce en los mismos.

Otras formas de ahorro económico podrían estar dada por la posibilidad de funcionar los equipos de absorción mediante la energía proveniente del sol, como es el caso de los colectores solares, que permiten calentar agua o algún otro fluido caloportador para elevar la temperatura del generador en este tipo de equipos.

Y para terminar, se puede decir que si existe una fuente de energía residual capaz de ser aprovechada gratuitamente en un sistema de refrigeración por absorción, este será siempre una propuesta económicamente factible.

2.4. Impacto ambiental

Para el análisis del impacto ambiental en estos equipos se debe partir de lo que los expertos han denominado TEI (*Total Environmental Impact*) que engloba todos los parámetros de influencia de una maquina o proceso:

- ✓ ODP (Potencial de destrucción de Ozono).
- ✓ GWP (Potencial de calentamiento global-Efecto Invernadero).
- ✓ Consumo de los equipos (COP).
- ✓ Vida atmosférica.
- ✓ Carga de los equipos (Refrigerante).
- ✓ Emisiones de los equipos.

Debido a que la gran mayoría de los frigoríficos de absorción trabajan con las mezclas amoníaco agua o agua bromuro de litio, los refrigerantes amoníaco y agua poseen un $ODP = 0$ y $GWP = 0$ por lo que el de mayor importancia, cuando nos referimos a máquinas frigoríficas de absorción resulta ser su consumo.

Si consideramos ahora que el consumo eléctrico de una planta de absorción es, por término medio, un 7% del correspondiente a un equipo de compresión mecánica, y que la energía térmica que consume, salvo en las aplicaciones de combustión directa, procede como efluente de un proceso, es decir que su impacto medioambiental se debe a otras necesidades ajenas a las de la producción frigorífica, concluiremos que el TEI

de una planta de absorción es tan solo el 7,15% respecto al equipo de compresión mecánica equivalente (Cano, 2001).

En el caso del amoníaco como sustancia refrigerante se tiene en desventaja su toxicidad, ya que exponerse al mismo puede causar daños en el organismo e incluso la muerte, solo que estos equipos son muy seguros y el olor penetrante del amoníaco asegura una rápida evacuación en casos de averías.

Por lo que podemos concluir de lo antes planteado, que los equipos de refrigeración por absorción poseen un mínimo impacto ambiental cuando se accionan por medio de una fuente de energía residual o renovable.

3.5. Conclusiones del capítulo

Se puede decir que a lo largo del capítulo se logró dar cumplimiento al objetivo del mismo, ya que la aplicación de la metodología propuesta, ha permitido calcular los parámetros termodinámicos del equipo de refrigeración por absorción de 10 kW, arrojando los siguientes resultados.

- ✓ El coeficiente de operación fue de $COP_{abs} = 0,44$ (bajo)
- ✓ El calor transferido al generador fue de $Q_G = 22,418 \text{ kW}$.
- ✓ El calor retirado en el absorbedor fue de $Q_A = 18,263 \text{ kW}$.
- ✓ El calor disipado en el condensador fue de $Q_C = 11,0112 \text{ kW}$.
- ✓ La potencia consumida en la bomba fue de $N_B = 0,125 \text{ kW}$.
- ✓ Se realizó una valoración económica con su respectivo impacto ambiental llegando a la conclusión de la gran ventaja que posee la refrigeración por absorción cuando es accionada por una fuente de energía residual o renovable.

CONCLUSIONES GENERALES

- ✓ Se caracterizaron los elementos que componen un ciclo de refrigeración por absorción en cuanto al funcionamiento de sus partes componentes y tipo de refrigerante utilizado.
- ✓ Se logró concretar una metodología de cálculo que permite obtener, por medio de balances de masa y energía, utilizando el diagrama entalpía concentración del agua amoniacal, los parámetros termodinámicos en cada punto del ciclo de refrigeración por absorción.
- ✓ Se realizó el cálculo de un equipo de refrigeración por absorción de 10 kW de potencia de refrigeración.
- ✓ Se expusieron las ventajas económicas que ofrecen los equipos de refrigeración por absorción cuando son accionados por una fuente de energía residual o renovable como la energía solar.

RECOMENDACIONES

- ✓ Para próximos trabajos similares tener en cuenta el subenfriamiento del refrigerante líquido a la salida del condensador, con su respectivo calentamiento a la salida del evaporador (ciclo de refrigeración por absorción regenerativo).
- ✓ Desarrollar una metodología de cálculo que nos permita determinar las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración por absorción Servel – Electrolux, el cual no usa partes móviles en su funcionamiento.
- ✓ Desarrollar la metodología para el cálculo del área de colector solar, para el caso en que se quiera utilizar la energía del sol como fuente de accionamiento de un equipo de refrigeración por absorción.

BIBLIOGRAFÍA

Absorsistem. 2003. Equipos de refrigeración utilizados. *Plantas enfriadoras de agua, por absorción, alimentadas por agua caliente.* España: s.n., 2003.

Boas Matamoros, Richard Alexis. 2004. *Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente para una capacidad de enfriamiento de 10 W.* Guayaquil: s.n., 2004.

Cano Marcos, José María. 2001. *Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental.* 2001.

Cañadas Navarro, Mauricio Ernesto and Torres Guzman, Jose Alfonso. 2010. *Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico.* 2010.

Cerezo Román, Jesús. 2006. *Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción.* 2006.

Cisneros, C. 2002. *Modelación de la transferencia de calor y masa en el absorbedor de una máquina de refrigeración por absorción.* Habana: s.n., 2002.

Conde, M. 2004. *Thermophysical Properties of {NH₃ + H₂O} Solutions for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment.* 2004.

Dos Santos Napoleao, Diovana Aparecida, Luz Silveira, Jose and Aguirre Reto, Alonso Bernabé. 2006. *Confección del diagrama termodinámica asociado a la mixtura amoníaco - agua en la fase líquido - vapor.* 2006.

E Gaia, R, Bessone, H and Cortés, A. 2000. *Energía solar para refrigeración doméstica.* 2000.

Incropera, Frank P. 1999. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* Mexico : s.n., 1999. ISBN 970-19-0170-4.

Marcos del Cano, José Daniel. 2008. *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire.* Madrid: s.n., 2008.

Martínez Díaz, Leonel, Montelíer Hernández, Sergio and Castellanos Álvarez, Juan. 2005. *Factibilidad del uso de la refrigeración por absorción en el combinado lácteo de Cumanayagua*. Cienfuegos: s.n., 2005.

Moring Faires, Virgil. 1969. *Termodinámica*. La Habana: Pueblo y Educación, 1969.

Pilatowsky, Isaac and Best, Roberto. 2002. *Introducción a los métodos de producción de frío*. México: s.n., 2002.

Pons Hernández, Antonio, Díaz Rodríguez, Jorge and Soler Pérez, Santiago. 1987. *Termoninámica técnica para ingenieros químicos*. La Habana: Pueblo y Educación, 1987.

Romero Paguay, José A and Carbonell Morales, Tania. 2014. *Sistema de refrigeración solar por absorción para la comunidad de Kumay en Ecuador*. 2014. ISSN 1815 - 5901.

Romero Romo, Gerardo Martín. 2006. *Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración por absorción (Amoniaco-Agua)*. México: s.n., 2006.

Salavera Muñoz, Daniel. 2005. *Propiedades termofísicas para nuevos fluidos de trabajo para sistemas de refrigeración por absorción*. 2005.

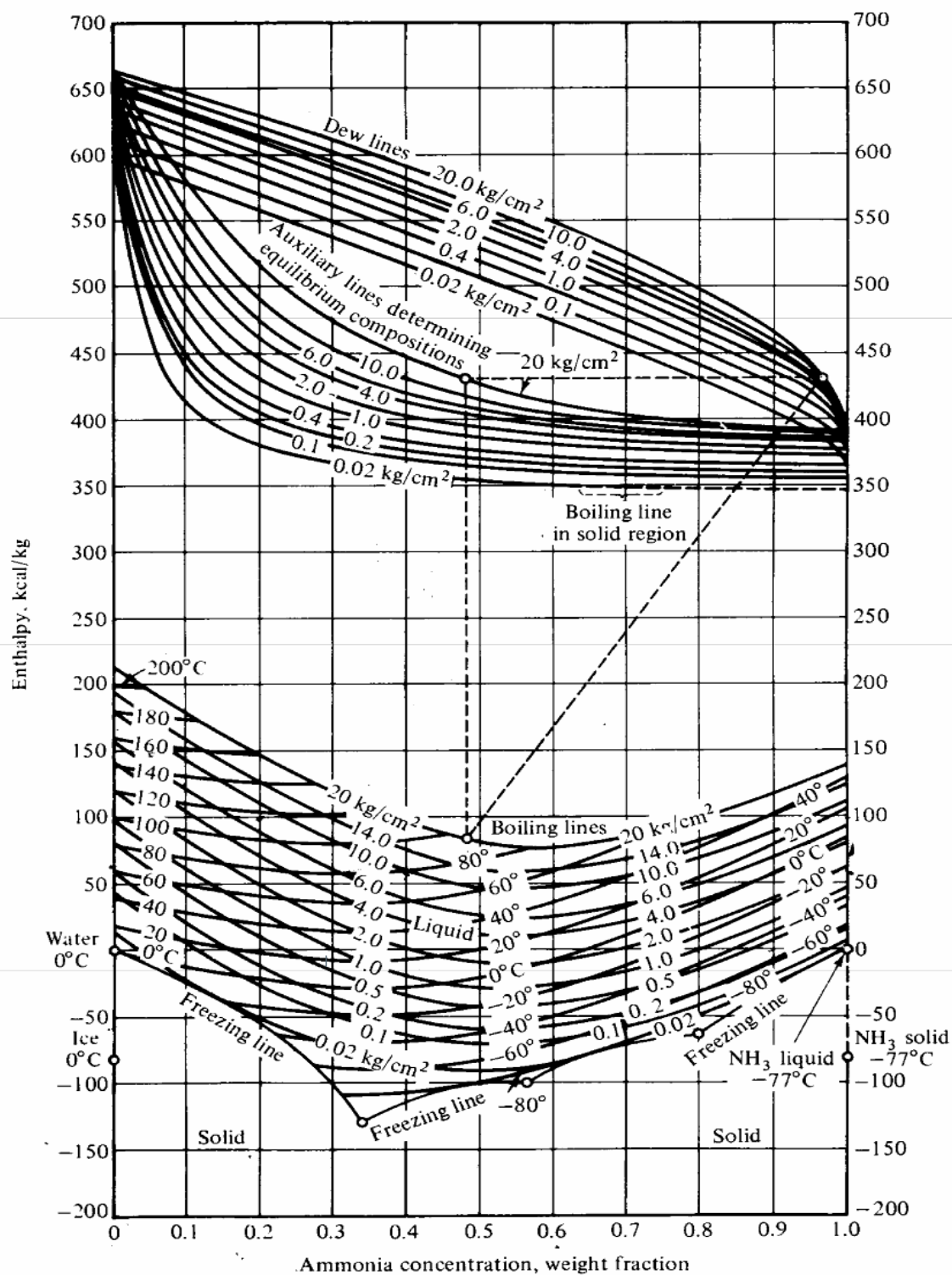
Salguero Fernández, Víctor. 2011. *Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar*. Sevilla: s.n., 2011.

Stoecker, W F. 1985. *Refrigeración y acondicionamiento de aire*. 1985.

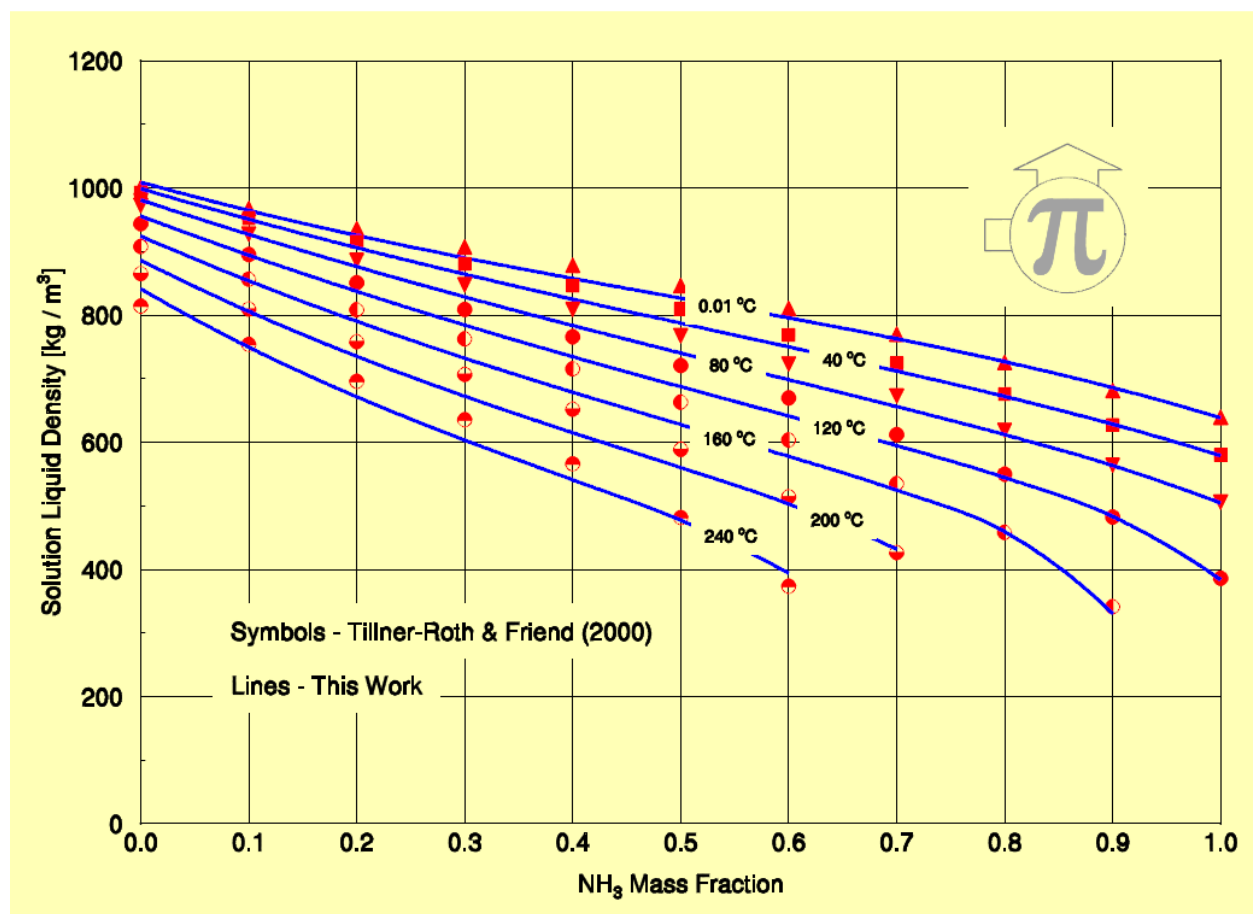
Wikipedia. 2015. <http://www.wikipedia.org/>. [Online] Fundación Wikimedia, Enero 15, 2015. [Cited: Febrero 26, 2015.] <http://www.wikipedia.org/>.

ANEXOS

Anexo 1: Diagrama de entalpía composición amoníaco agua



Anexo 2: Densidad de la solución líquida amoníaco agua



Anexo 3: Calor específico a presión constante de la solución líquida amoníaco agua

