

Evaluación del desempeño de un equipo de enfriamiento por absorción, para aplicaciones de aire acondicionado o refrigeración

José Camilo Jiménez García* y Wilfrido Rivera

Instituto de Energías Renovables, UNAM, Privada Xochicalco S/N 62580, Temixco, Morelos, México.

e-mail: jcgig@ier.unam.mx

Recibido 30 septiembre 2022, Aceptado 19 octubre 2022

Resumen

Al día de hoy, se conoce que los sistemas de enfriamiento tienen un impacto negativo muy importante en el medio ambiente, ya que se considera que estos sistemas contribuyen a las emisiones de CO₂ con entre el 7 y el 10% del total a nivel mundial. Además, se pronostica que la demanda de estos sistemas incrementará dramáticamente en los próximos 8 años, principalmente en países en desarrollo. Dado lo anterior, el desarrollo de sistemas de enfriamiento alternativos, con menor impacto ambiental, cobra cada vez mayor importancia. En este sentido, los sistemas de enfriamiento por absorción, podrían ser de gran utilidad para satisfacer necesidades particulares de aire acondicionado o enfriamiento con menor afectación que los sistemas convencionales de compresión de vapor. El objetivo general del presente trabajo de investigación es el desarrollo y caracterización de un prototipo de absorción de simple efecto, compacto, de baja capacidad, operado con el fluido de trabajo amoníaco-agua, que manera que pueda satisfacer necesidades de enfriamiento o acondicionamiento de espacios. Los resultados de la puesta a punto y evaluación experimental de tal sistema se presentan en este documento. La evaluación experimental del sistema de absorción se llevó a cabo utilizando una fuente de calor a temperaturas entre 85°C y 105°C, y temperaturas de condensación entre 20°C y 32°C. Para las condiciones de operación reportadas, el sistema alcanzó una potencia de refrigeración externa cercana a 2 kW, con temperaturas de refrigeración de hasta -19.2°C y coeficientes de rendimiento externos de aproximadamente 0.56. Tales resultados, presentados gráficamente, podrían ser utilizados como referencia para el desarrollo de similares o para la implementación de mejoras a procesos particulares de sistemas actualmente en operación.

Palabras clave: Sistema de enfriamiento por absorción; Aire acondicionado solar; Refrigeración solar; Amoníaco-agua.

1. Introducción

Al día de hoy se ha demostrado que el consumo de combustibles fósiles (petróleo, carbón, gas natural) como fuentes de energía primaria contribuyen significativamente al calentamiento global [1]. En este contexto, el desarrollo de tecnologías para el uso de fuentes de energía alternativas, la minimización del consumo o el uso eficiente de la energía en los sistemas actuales, es cada vez más importante.

En las últimas décadas, a nivel mundial se ha retomado la investigación y el desarrollo de nuevos sistemas de sorción debido a las ventajas que ofrecen, por ejemplo, la posibilidad de utilizar energías renovables como la solar o la geotérmica, o utilizar el calor residual de algunos procesos industriales. En los últimos años, el desarrollo de los sistemas de sorción, en particular de sistemas de absorción, se ha centrado principalmente en aspectos como: reducir la intermitencia en la operación, proponer nuevos fluidos de trabajo, desarrollar componentes que permitan un mejor rendimiento, desarrollar sistemas compactos, etc. Un reto a superar en el desarrollo de nuevos sistemas de absorción es mejorar la eficiencia de la operación, así como minimizar el volumen que estos sistemas ocupan.

En cuanto al desarrollo de sistemas compactos, la mayoría de los equipos de absorción que persiguen una alta relación entre la potencia de refrigeración y el volumen total ocupado por el sistema tienden a utilizar intercambiadores de calor de placas (PHE) en algunos de sus componentes.

Por otro lado, en relación con el fluido de trabajo utilizado, hasta ahora, las mezclas más comunes en los equipos de absorción consisten en los pares: amoníaco-agua y bromuro de litio-agua, aunque en los últimos años esta posibilidad se ha visto considerablemente extendida a los pares que incluyen al amoníaco como refrigerante y una sal (muchas opciones aquí) como absorbente. De tales opciones, el par bromuro de litio-agua tiene la limitación de solo poder ser utilizado para temperaturas de enfriamiento superiores a 0°C, debido al punto de congelación del agua, por lo que sus aplicaciones se limitan al aire acondicionado. Con referencia a las mezclas restantes, el par amoníaco-agua tiene la ventaja de poder ser operado en un amplio rango de concentraciones, sin el riesgo de cristalización que se encuentra en el caso del amoníaco y algunas sales, además de un menor grado de corrosividad.

En la literatura, hay un gran número de estudios

teóricos sobre sistemas de enfriamiento por absorción que operan con la mezcla amoníaco-agua. Estos estudios analizan desde el desempeño de los sistemas más simples [2], hasta el de sistemas avanzados con múltiples efectos energéticos [3]. Otros de ellos, aplican métodos avanzados para analizar y mejorar procesos críticos en componentes específicos de sistemas de absorción [4].

Por otro lado, en cuanto a los estudios experimentales, algunos de ellos [5-9] reportan sistemas de enfriamiento por absorción operando con diferentes fluidos de trabajo, y utilizando intercambiadores de placas en algunos de sus componentes principales. Algunas otras investigaciones en la literatura [10-12] reportan algunos sistemas que utilizan específicamente la mezcla amoníaco-agua y usan intercambiadores de placas en algunos de sus componentes, sin embargo, solo uno de ellos [12] utiliza intercambiadores de calor de placas en todos sus componentes. Algunas diferencias entre tal estudio y el presente trabajo son las siguientes: el proceso de absorción en ese sistema se lleva a cabo en forma de película descendente, proceso esencialmente distinto al de absorción de burbujas, como se propone en el presente trabajo. Dado que la adecuada absorción del refrigerante es uno de los principales parámetros que afectan el desempeño del sistema en cuestión, un proceso de absorción distinto, puede afectar de manera importante el desempeño general del sistema. Además, en ese estudio [12] se reportan solo tres valores diferentes para la potencia de enfriamiento en función del flujo de solución concentrada (0.6, 1.1 y 1.6 kg/min), para tres temperaturas de condensación (25, 30 y 35°C) y de generación (70, 80 y 90°C), de manera que el número de condiciones distintas y el rango de operación son significativamente reducidos (alrededor de 25 condiciones de operación distintas). En este sentido, el objetivo del presente trabajo se centra en la determinación de nuevas curvas de desempeño, bajo un intervalo mayor de condiciones de operación de interés, las cuales, pueden ser de utilidad para el diseño de sistemas de absorción similares, lo cual se considera como la principal contribución del presente trabajo. Respecto a los sistemas comerciales, ya que la mayoría de estos sistemas utilizan agua como refrigerante, y regularmente su oferta es de equipos de gran escala, se considera que el sistema propuesto puede llegar a satisfacer necesidades particulares que la mayor parte de los sistemas comerciales no cubren, como son las aplicaciones de enfriamiento a bajas temperaturas y bajas potencias. Además, considerando que todos los componentes del sistema propuesto se encuentran comercialmente disponibles, se considera que este prototipo podría llegar a ser económicamente competitivo, en este sentido, este se considera uno de los principales retos a los que se enfrenta el desarrollo de los sistemas de enfriamiento por absorción de baja escala.

2. Parte experimental

2.1. Configuración experimental

El prototipo desarrollado, cuyo diagrama esquemático es presentado en la Fig. 1, fue construido utilizando cinco intercambiadores de calor de placas (PHE) como componentes principales orientados verticalmente. Los intercambiadores utilizados en el sistema fueron fabricados por *Alfa Laval*TM. Se utilizó el modelo *Alfanova 52*[®] para el generador, el

economizador y el absorbedor, con 40 placas en cada intercambiador. El modelo *Alfanova 27*[®] se utilizó como condensador y evaporador con 20 placas en cada intercambiador de calor. El rectificador utilizado fue un tubo aletado, de acero inoxidable, con una longitud cercana a los 40 cm y un diámetro nominal de 1/2 pulgada. Las aletas anulares se distribuyeron a lo largo de la superficie del tubo a razón de 3.5 aletas/cm. Se utilizó una bomba de diafragma (representada en la Fig. 1 como **P**) marca *Milton Roy*[®] para hacer circular el fluido de trabajo desde el absorbedor hasta el generador. El dispositivo de estrangulamiento utilizado fue una válvula de aguja de baja presión, construida en acero inoxidable, acoplada a un mango tipo vernier para un control preciso de la apertura. Tal dispositivo, que se encuentra entre los puntos 3 y 4 de la Fig. 1, tiene un coeficiente de flujo máximo igual a 0.004. Por otro lado, se incluyeron en el sistema dos tanques, cada uno con una capacidad volumétrica cercana a 2 litros. Uno de ellos se encuentra a la salida del generador, cuya función es permitir la separación de las fases líquida y gaseosa, permitiendo de esta manera el flujo de vapor de amoníaco hacia el condensador y el de solución líquida fluya hacia el absorbedor. El segundo tanque actúa como una cámara de mezclado donde la solución con una baja concentración de refrigerante que proviene del generador y la solución que se está recirculando se mezclan (ambos tanques no presentan en la Fig. 1 dado que no se considera necesario por no ser componentes principales). Las medidas del sistema principal son: 1x1x0.8 metros (altura-profundidad-frente), resultando en un volumen total cercano a 0.8 m³, para el sistema principal.

Para realizar la evaluación experimental en condiciones controladas, se utilizaron tres sistemas auxiliares. La energía térmica requerida para separar el refrigerante de la mezcla de trabajo se suministra mediante el sistema auxiliar de calentamiento. Este sistema ofrece la posibilidad de utilizar energía solar o energía eléctrica como fuente de energía principal. Para utilizar energía eléctrica el sistema hace uso de una resistencia eléctrica acoplada a un controlador de temperatura *Chromalox*[®] modelo 6040. Este módulo también puede ser utilizado cuando el sistema de calentamiento solar no satisface la necesidad térmica de los equipos a utilizar. El sistema de calentamiento se encuentra presurizado y suministra el agua caliente al generador a una presión cercana a 2 bar, con lo que se evita su ebullición a las temperaturas requeridas para la desorción del refrigerante. Por otro lado, la parte solar del sistema de calentamiento consta de un banco de colectores solares, un tanque de expansión, una bomba de engranes, una bomba centrífuga, un tanque de almacenamiento, dos válvulas de tres vías, y un disipador de calor. El calor suministrado por este sistema auxiliar se representa por \dot{Q}_g en la Fig. 1. El segundo sistema auxiliar se utilizó para eliminar el calor suministrado en el absorbedor y el condensador (\dot{Q}_c y \dot{Q}_a en la Fig. 1). Este consiste en un tanque de almacenamiento, una bomba de agua de recirculación y un enfriador comercial. El tercer sistema auxiliar está destinado a suministrar agua al evaporador (flujo 19 en la Fig. 1), con el fin de ser enfriada por el sistema de absorción. Este sistema también tiene un tanque de almacenamiento, una bomba y una resistencia eléctrica acoplada a un controlador de temperatura, fue diseñado para proporcionar el calor necesario para contrarrestar el calor transferido del agua al amoníaco en el evaporador,

manteniendo así la temperatura del agua constante durante las pruebas.

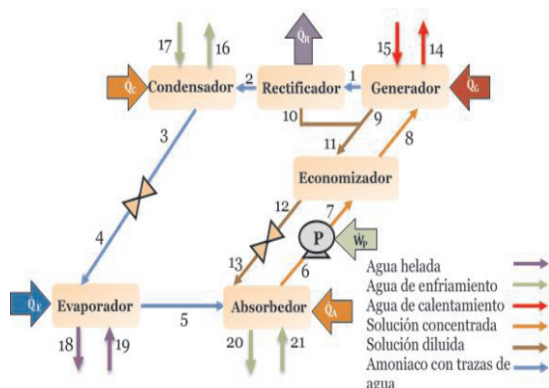


Figura 1. Diagrama esquemático para un sistema de enfriamiento por absorción con rectificador

2.2. Instrumentación

Para evaluar el desempeño del sistema de absorción, se utilizó un conjunto de medidores de flujo, sensores de temperatura y transductores de presión. La presión en el sistema se midió en generador, condensador, evaporador, absorbedor y rectificador. En esos componentes, se utilizaron transductores piezoeléctricos *Ashcraft®*. En cuanto a los flujos másicos en el sistema de absorción, se consideraron varios tipos de sensores. Para medir el refrigerante producido y los flujos másicos de la solución con baja concentración de refrigerante, se utilizó un par de medidores de flujo *Micro Motion® Elite Coriolis*. La solución con alta concentración de refrigerante se midió con un rotámetro *Omega®*, mientras que los flujos másicos de agua se registraron mediante varios medidores de flujo de turbina. La temperatura de cada corriente se midió en los puertos de entrada y salida en cada intercambiador de calor utilizando detectores de temperatura por resistencia (RTD) modelo *PT1000*. Cada dispositivo de medición utilizado para la evaluación experimental se calibró utilizando estándares de medición apropiados. Como resultado de la calibración se obtuvo un conjunto de ecuaciones, una por cada dispositivo calibrado, las cuales relacionan la señal entregada por cada dispositivo (típicamente voltaje o corriente) con la variable de interés (temperatura, flujo o presión). Durante las pruebas, la señal de salida de estos dispositivos fue recibida, procesada y almacenada por un sistema de adquisición de datos que utilizó el software *Agilent VEE Pro 9.3*. En este software, las ecuaciones obtenidas en el proceso de calibración se utilizaron para calcular los valores esperados. La confiabilidad de las mediciones reportadas por los instrumentos mencionados en esta sección, es reportada por los fabricantes de los mismos en términos de la incertidumbre del instrumento, la cual se reporta en la Tabla 1.

Tabla 1. Incertidumbres para los instrumentos de medida

Instrumento de medida	Incertidumbre
Flujómetro Elite Coriolis	± 0.1 %
Flujómetro Omega	± 1 %
Rotámetro de turbina	± 1 %
Transductor de presión	± 1 %
RTD	± 0.3 °C

Respecto a la estrategia de control del sistema de absorción descrito, durante la etapa de evaluación, el control de los flujos de solución se realizó manualmente. Una etapa posterior al desarrollo de sistemas de enfriamiento con un desempeño térmico aceptable, implica la implementación de una estrategia de control adecuada, lo cual se considera el siguiente paso hacia la automatización de los sistemas desarrollados. Tal etapa supone un reto considerable, ya que el número y la distinta naturaleza de los parámetros de operación relevantes puede ser significativo.

2.3. Ecuaciones principales

El desempeño del prototipo propuesto puede ser descrito en función de parámetros “externos” o “internos”. Los parámetros internos se determinan considerando las características de las “corrientes internas” del sistema, es decir, de las corrientes de solución concentrada o diluida, así como del refrigerante. En cambio, los parámetros externos se determinan conociendo las características de los “flujos externos”, relativos al agua helada producida, agua de enfriamiento en condensador y absorbedor, y agua de calentamiento en el generador.

El coeficiente de operación externo (COP_{ext}) es un parámetro de desempeño adimensional que relaciona el enfriamiento producido respecto a la energía suministrada, este fue determinado mediante la ecuación 1:

$$COP_{ext} = \dot{Q}_{e,ext} / (\dot{Q}_{g,ext} + \sum \dot{W}_{p,ext}) \quad (1)$$

En la ecuación 1, el numerador ($\dot{Q}_{e,ext}$) es la potencia de enfriamiento (kW) transferida del agua en el evaporador y se calcula como se muestra en la ecuación 2.

$$\dot{Q}_{e,ext} = \dot{m}_{e,w} C_p (T_{19} - T_{18}) \quad (2)$$

En ecuación 1, el primer término en divisor ($\dot{Q}_{g,ext}$) es el calor por unidad de tiempo (kW) suministrado al equipo en el generador, desde una fuente externa, y se calcula como se muestra en la ecuación 3.

$$\dot{Q}_{g,ext} = \dot{m}_{g,w} C_p (T_{15} - T_{14}) \quad (3)$$

Finalmente, el término restante en la Ecuación 1 ($\sum \dot{W}_{p,ext}$) es un valor constante que incluye la potencia necesaria (kW) para operar las bombas en el equipo principal y en cada sistema auxiliar. Este valor se calcula considerando la caída de presión debida a la fricción (ΔP_f), a la gravedad (ΔP_{grav}) y la distribución del flujo en los canales PHE (ΔP_N). De esta manera, se tiene:

$$\sum \dot{W}_{p,ext} = \Delta P_f + \Delta P_{grav} + \Delta P_N \quad (4)$$

2.4. Diseño de la experimentación

Las pruebas experimentales consistieron en mantener constantes ciertos parámetros, entre los que se encuentran: las temperaturas de los flujos externos, la apertura de la válvula de expansión y los flujos máscicos, mientras que otros parámetros como las potencias térmicas, la temperatura de evaporación, y el COP se registraron durante un lapso aproximado de 20 minutos. Una vez cumplido el intervalo indicado, se cambió uno de los parámetros y se repitió el procedimiento, obteniendo un conjunto de datos representativo del desempeño del sistema en cada condición de operación. Cabe mencionar que, cada cambio en las condiciones de operación, requiere de un periodo de estabilización que permita la obtención de condiciones representativas de una operación estacionaria. Para cada condición reportada, la operación estacionaria del equipo se comprobó analizando el comportamiento de las temperaturas de las corrientes principales, las cuales se presentan en la Fig. 2, para las corrientes internas que entran a cada uno de los intercambiadores principales. Tales temperaturas corresponden a las condiciones obtenidas para calentamiento a 100°C y enfriamiento a 26°C (temperaturas de los fluidos externos).

En la Fig. 2 es posible observar que ninguna de las corrientes principales presenta variaciones significativas en su comportamiento, por lo cual, es posible considerar los datos correspondientes a esta condición de operación, como representativos de un estado estacionario.

Posteriormente, a través de técnicas de análisis de datos, fue posible evaluar el efecto del cambio de un solo parámetro en el rendimiento del sistema. Los valores que adoptaron los distintos parámetros del sistema durante las pruebas experimentales se muestran en la Tabla 2.

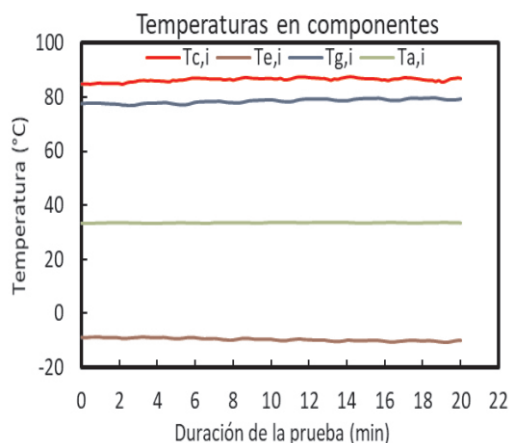


Figura 2. Temperaturas internas de las corrientes de entrada a los componentes principales del sistema de enfriamiento

Tabla 2. Valores para los parámetros de entrada durante la evaluación del sistema

Parámetro de entrada	Valor
Temperatura del agua de enfriamiento	20 - 32 °C
Temperatura del agua de generación	85 - 105 °C
Temperatura del agua de evaporación	20 °C
Flujo del agua de enfriamiento	12 kg/min
Flujo del agua de generación	16 kg/min
Flujo del agua de evaporación	10 kg/min
Flujo de la solución concentrada	0.8 kg/min
La concentración de la mezcla	38%

3. Resultados

Los datos que se presentan gráficamente en esta sección, son el resultado de aproximadamente 60 pruebas experimentales obtenidas en varias series. En cada serie, el parámetro variado fue la temperatura del agua de calentamiento, que cambió en el rango entre 85°C y 105°C en incrementos de 5°C; la diferencia entre cada serie de pruebas fue la temperatura del agua de condensación, que se incrementó cada 2°C de 20°C a 32°C. La Fig. 3 muestra la temperatura de evaporación promedio alcanzada para cada temperatura de generación. La temperatura oscila entre -19.2 °C y -10.6 °C. Como se muestra en la Fig.3, cuanto mayor es la temperatura de generación, mayor es la temperatura de evaporación, esto se debe al cambio en las presiones internas que se ven afectadas por la temperatura de generación, esto puede implicar que, el refrigerante producido en mayor medida al aumentar la temperatura de generación, no puede ser absorbido a la misma velocidad a la que es desorbido. Para comprobar esta hipótesis, es necesario analizar la variación de la presión en el absorbedor (o evaporador) en función de la temperatura de generación.

Las temperaturas de evaporación mostradas en la Fig. 3, representan las temperaturas mínimas alcanzadas por el sistema de enfriamiento. En comparación con lo reportado para los prototipos similares (misma capacidad y fluido de trabajo), este prototipo es capaz de alcanzar temperaturas aún menores, dado que las temperaturas más bajas reportadas son de -8°C [11] y -10°C [12]. Dados los valores obtenidos para la temperatura de evaporación, se considera que el sistema de enfriamiento puede utilizarse satisfactoriamente para acondicionamiento de espacios, o incluso, en aplicaciones de refrigeración o congelación, donde se requieren temperaturas por debajo de 0°C.

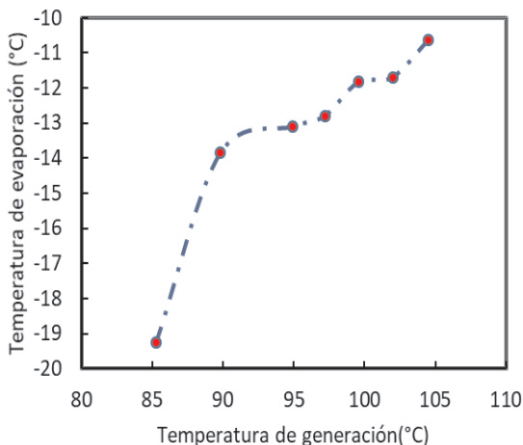


Figura 3. Temperatura de evaporación en función de la temperatura de generación

Además de la temperatura de evaporación, la capacidad de enfriamiento es un parámetro que puede influir en la aplicación final del sistema de enfriamiento, así como su capacidad. La variación de la potencia de enfriamiento externa, es decir, la potencia de enfriamiento efectiva, en función de la temperatura externa de suministro de calor, se presenta en la Fig. 4, donde se puede comprobar que, como tendencia general, las potencias térmicas más altas se alcanzan a las temperaturas de condensación más bajas y a las temperaturas de generación más altas.

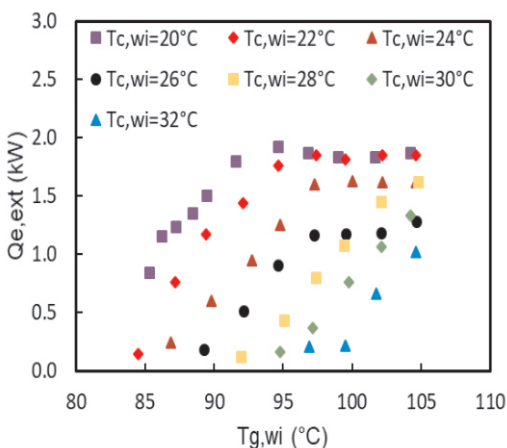


Figura 4. Carga de enfriamiento efectiva producida por el sistema descrito en función de la temperatura de generación

La Fig. 4 muestra que, para las temperaturas de condensación de 20, 22, 24 y 26°C, la potencia de enfriamiento incrementa con la temperatura de calentamiento hasta cierto punto, a partir del cual, aparentemente no es afectada por el aumento de la temperatura de suministro de calor. Por otro lado, las tendencias correspondientes a temperaturas de condensación de 28, 30 y 32°C, parecen incrementar linealmente con la temperatura de suministro de calor. La diferencia entre las tendencias de ambos grupos, se debe a que, para las curvas de temperaturas de condensación mayores (cuyas condiciones requieren tempe

raturas de generación más altas), la zona en la que la potencia de enfriamiento no es afectada por la temperatura de calentamiento, se encuentra a temperaturas de generación superiores a 105°C. Sin embargo, esta zona no es evidente ya que la máxima temperatura de generación se limitó a 105°C.

Las máximas capacidades de enfriamiento reportadas en la literatura para prototipos similares corresponden aproximadamente a 2.5 kW [10], 4.5-4.8 kW [8] y 4.2 kW [12], las cuales son superiores a las reportadas para el presente prototipo. Esta diferencia podría ser ocasionada por el grado de estrangulamiento a que se somete el refrigerante en la válvula de expansión, ya que, por un lado, este factor favorece la disminución de la temperatura de evaporación, sin embargo, a su vez limita considerablemente el flujo de refrigerante a través del evaporador. La comprobación de esta hipótesis requiere de un análisis adicional del efecto de la apertura de la válvula de expansión sobre la relación temperatura-flujo de refrigerante.

En general, mayores capacidades de enfriamiento, requieren un mayor suministro de calor. La relación entre la potencia de enfriamiento y la potencia

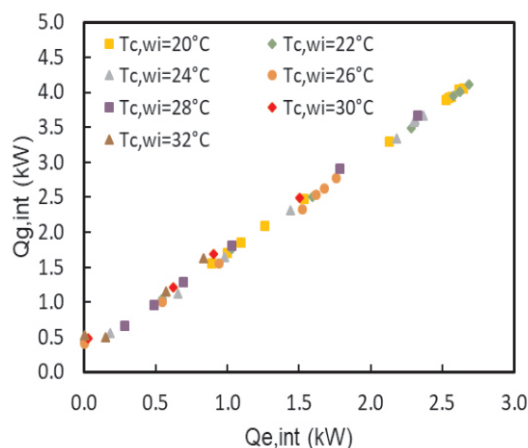


Figura 5. Calor suministrado al generador en función del enfriamiento producido (parámetros externos)

La Fig. 5 demuestra que una carga de enfriamiento mayor requiere un mayor suministro de energía. A partir de esta figura se observa también, que existe una relación aproximadamente lineal entre ambas cargas térmicas (enfriamiento y calentamiento), para todas las condiciones de operación analizadas. Tal tendencia lineal es aún más evidente al analizar los parámetros internos (en lugar de las corrientes externas), lo cual se muestra en la Fig. 6.

La mayor dispersión de los puntos mostrados en la Fig. 5, respecto los de la Fig. 6, puede deberse a que la transferencia de calor entre los fluidos externos y el ambiente, es mayor que en el caso de las corrientes internas, lo cual afecta ligeramente la relación entre las cargas térmicas de enfriamiento y generación externas.

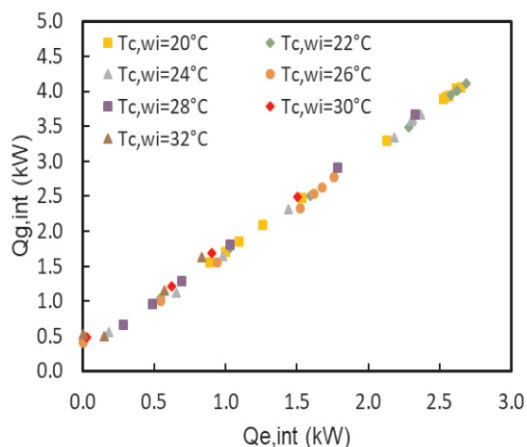


Figura 6. Calor suministrado al generador en función del enfriamiento producido (parámetros internos)

Finalmente, el parámetro más representativo del desempeño del sistema de enfriamiento desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica (COP), se muestra en la Fig. 7, cuya variación se presenta en función de la temperatura del agua a enfriar, para una temperatura de condensación constante de 20°C. En general, el desempeño de un sistema de enfriamiento es más deficiente entre más baja sea la temperatura de enfriamiento que el sistema ofrece. Lo anterior se puede interpretar como una “mayor exigencia” al desempeño del sistema, lo cual tiene un impacto sobre el coeficiente de desempeño del mismo “COP”.

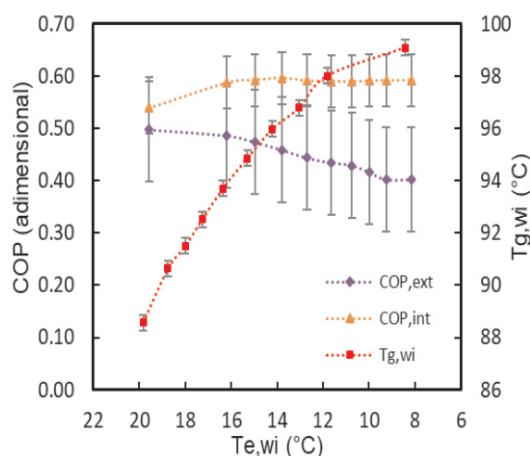


Figura 7. COP interno y externo en función de la temperatura del agua a ser enfriada

En la Fig. 7, se presenta variación del COP evaluado tanto de manera interna como externa, a medida que la temperatura de enfriamiento disminuye. Como se demuestra, la variación esperada en el COP es más evidente para el parámetro externo que para el

interno, cuya tendencia parece no verse afectada por la disminución de la temperatura de enfriamiento. La razón para que esto suceda así, es que, para compensar una mayor exigencia en cuanto a la temperatura de enfriamiento, se incrementó la temperatura de suministro de calor ($T_{g,wi}$), mostrada en el eje vertical derecho de la Fig. 7. Tal incremento en la temperatura de suministro de calor, se dio de manera paralela a la disminución de la temperatura de enfriamiento, por lo que la disminución de ambos COP, no resulta tan significativa como la que se obtendría al disminuir la temperatura de enfriamiento del equipo, mientras se mantiene la temperatura de suministro de calor constante. Los COP máximos reportados en la literatura para los prototipos similares al propuesto son aproximados a 0.55 [10], 0.42-0.46 [11] y 0.65 [12], los cuales son comparables a los obtenidos para el presente prototipo.

Los resultados presentados en esta sección, junto con los correspondientes a los estudios similares encontrados en la literatura [10-12], pueden ser de utilidad para el desarrollo de nuevos sistemas de enfriamiento por absorción, de bajas capacidades, que operen con la mezcla de trabajo amoníaco-agua. Además, considerando los rangos de operación bajo los cuales se llevó a cabo la evaluación del prototipo propuesto, los datos reportados aquí, también podrían ser de provecho para la validación de nuevos modelos teóricos de sistemas de absorción de simple efecto, o bien, de fenómenos específicos en componentes particulares. En general, se encontró que el desempeño del sistema propuesto ofrece las temperaturas más bajas en comparación con las correspondientes a los sistemas similares [10-12], aunque con menores potencias de enfriamiento. Lo anterior, como se explicó previamente, puede deberse a factores (como el grado de estrangulamiento del refrigerante) no analizados por ninguno de los estudios mencionados, por lo que se considera necesario ampliar el alcance del análisis a factores adicionales a los presentados.

4. Conclusiones

Se presentaron los resultados de la evaluación experimental de un sistema de enfriamiento por absorción, de baja capacidad, operado con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Se utilizaron intercambiadores de calor de placas como componentes principales del equipo desarrollado, lo que resultó en un sistema compacto. Se demostró el efecto que las temperaturas de suministro y rechazo de calor tiene sobre el rendimiento del sistema. Se reportaron los parámetros de desempeño considerados más relevantes, como son: la temperatura de evaporación, la potencia de enfriamiento efectiva y el coeficiente de desempeño en función de diversos parámetros de importancia, los mejores valores para la temperatura de enfriamiento, la potencia de enfriamiento y el coeficiente de desempeño fueron: -19.2°C , 2kW y 0.56, respectivamente. Los cuales son comparables con los reportados en la literatura para sistemas con capacidades similares que operan con el mismo fluido de trabajo. Se considera conveniente y necesario realizar un análisis de segunda ley, que permita identificar las principales fuentes de irreversibilidad, y de esta manera, las oportunidades específicas de mejora del sistema, con dirección hacia la optimización del mismo.

De los resultados se puede ver que el sistema

desarrollado puede producir frío alcanzando temperaturas bajo cero, utilizando principalmente para su funcionamiento energía térmica que puede provenir de energías renovables o de calor de desecho industrial. Estos resultados son relevantes, ya que los sistemas convencionales, como lo son los sistemas de compresión utilizan grandes cantidades de electricidad la cual proviene principalmente de la quema de combustibles fósiles, trayendo consigo impactos negativos al medio ambiente. Por otra parte, existen sistemas de absorción comerciales que operan con la mezcla bromuro de litio-agua, y aunque estos sistemas son un poco más eficientes que el propuesto, tienen la desventaja de operar únicamente para acondicionamiento de espacios y no para refrigeración, ya que utilizan agua como refrigerante la cual se congela a 0°C. Debido a las temperaturas de enfriamiento alcanzadas, se concluye que el sistema propuesto puede ser utilizado para aplicaciones de baja capacidad de conservación de alimentos o acondicionamiento de espacios.

5. Agradecimientos

Este trabajo fue apoyado por el "Fondo sectorial Sener-Conacyt sustentabilidad energética", a través del "Centro Mexicano de Innovación en Energía Solar (CeMIE-Sol)", bajo el proyecto estratégico número 09, titulado: "Desarrollo de Sistemas de Enfriamiento Operados con Energía Solar". Los autores agradecen la asesoría y el apoyo brindados por los técnicos académicos Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza y Dr. Jorge I. Hernández Gutiérrez, durante la construcción y puesta en marcha del sistema descrito.

6. Referencias

- [1] Dincer, I., Midilli, A., Hepbasli, A., & Karakoc, T. H. (Eds.). (2009). *Calentamiento global: soluciones de ingeniería*. Springer Science & Business Media.
- [2] Braccio, S., Phan, H. T., Wirtz, M., Tauveron, N. y Le Pierrès, N. (2022). Simulación de un ciclo de absorción de amoníaco-agua utilizando la eficacia del intercambiador. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 118712.
- [3] Tao, X., Thanganadar, D. y Patchigolla, K. (2022). Refrigerador compacto de absorción de agua/amoníaco de diferentes configuraciones de ciclo: análisis paramétrico basado en el rendimiento de la transferencia de calor. *Energies*, 15(18), 6511.
- [4] May Tzuc, O., Chan-González, J. J., Castañeda-Robles, I. E., Lezama-Zárraga, F., Moheno-Barrueta, M., Jiménez Torres, M., & Best, R. (2022). Red neuronal artificial inversa multivariante para analizar y mejorar la transferencia de masa de amoníaco en un absorbedor tipo intercambiador de calor de placas con NH₃/H₂O para aplicaciones de refrigeración solar. *Energy Exploration & Exploitation* 01445987211073175.
- [5] Zacarías, A., Venegas, M., Lecuona, A., & Ventas, R. (2013). Evaluación experimental de la absorción adiabática de amoníaco en solución de nitrato de amoníaco-litio utilizando una boquilla de chorro de niebla. *Ingeniería térmica aplicada*, 50(1), 781-790.
- [6] M. Zamora, M. Bourouis, A. Coronas y M. Vallès. Desarrollo preindustrial y caracterización experimental de nuevos enfriadores de absorción de amoníaco/nitrato de litio refrigerados por aire y por agua. *Revista Internacional de Refrigeración* 45 (2014) 189-197.
- [7] M. Zamora, M. Bourouis, A. Coronas y M. Vallès. Características de carga parcial de un nuevo enfriador de absorción de amoníaco/nitrato de litio. *Revista Internacional de Refrigeración* 56 (2015) 46-51.
- [8] J. A. Hernández-Magallanes, L.A. Domínguez-Inzunza, G. Gutiérrez-Urueta, P. Soto. C. Jiménez y W. Rivera. Evaluación experimental de un sistema de enfriamiento por absorción que funciona con la mezcla de amoníaco/nitrato de litio. *Energía* 78 (2014) 685-692.
- [9] Domínguez-Inzunza, L. A., Hernández-Magallanes, J. A., Soto, P., Jiménez, C., Gutiérrez-Urueta, G., & Rivera, W. (2016). Evaluación experimental de un sistema de enfriamiento por absorción utilizando un absorbedor y generador de película descendente. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 103, 1105-1111.
- [10] Goyal, A., Staedter, M. A., Hoysall, D. C., Ponkala, M. J., & Garimella, S. (2017). Evaluación experimental de un enfriador de absorción de agua y amoníaco impulsado por calor residual de pequeña capacidad. *Revista Internacional de Refrigeración*, 79, 89-100.
- [11] Said, S. A. M., Spindler, K., El-Shaarawi, M. A., Siddiqui, M. U., Schmid, F., Bierling, B., & Khan, M. M. A. (2016). Diseño, construcción y operación de un sistema de refrigeración por absorción de agua y amoníaco alimentado por energía solar en Arabia Saudita. *Revista Internacional de Refrigeración*, 62, 222-231.
- [12] Boudéhen, F., Demasles, H., Wyttenbach, J., Jobard, X., Chèze, D., & Papillon, P. (2012). Desarrollo de un enfriador de absorción de agua y amoníaco de 5 kW de capacidad de enfriamiento para aplicaciones de enfriamiento solar. *Energy Procedia*, 30, 35-43.