

Ciencia Nicolaita 90

ISSN: 2007-7068



Universidad
Michoacana
de San Nicolás
de Hidalgo

Efecto del IHX sobre el rendimiento energético de un sistema de refrigeración por absorción híbrido

Effect of IHX on the energy performance of a hybrid absorption refrigeration system

Jasson Ortega Rojas, Edgar Amador López, José Luis Rodríguez Muñoz*, José Sergio Pacheco Cedeño, Carlos Ernesto Borja Soto, Jorge Zuno-Silva

Para citar este artículo: Ortega Rojas J, Amador López E, Rodríguez Muñoz JL, Pacheco Cedeño JS, Borja Soto CE, Zuno Silva J (2024). Efecto del IHX sobre el rendimiento energético de un sistema de refrigeración por absorción híbrido. *Ciencia Nicolaita* 90: 95-104.

DOI: <https://doi.org/10.35830/cn.vi90.741>



Historial del artículo

Recibido: 16 de agosto de 2023

Aceptado: 6 de diciembre de 2023

Publicado en línea: abril 2024



Ver material suplementario



***Correspondencia de autor:** jose_rodriguez@uaeh.edu.mx



Términos y condiciones de uso: <https://www.cic.cn.umich.mx/cn/about/privacy>



Envíe su manuscrito a esta revista: <https://www.cic.cn.umich.mx/cn/about/submissions>

Efecto del IHX sobre el rendimiento energético de un sistema de refrigeración por absorción híbrido

Effect of IHX on the energy performance of a hybrid absorption refrigeration system

Jasson Ortega Rojas, Edgar Amador López, José Luis Rodríguez Muñoz*, José Sergio Pacheco Cedeño, Carlos Ernesto Borja Soto, Jorge Zuno Silva

Escuela Superior de Ciudad Sahagún, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Carretera Cd. Sahagún-Otumba s/n, Zona Industrial, 43990, Hidalgo, México.

Resumen

En el presente trabajo se presenta un estudio termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción híbrido (HARC), en el que parte del calor del condensador es recuperado para mejorar el proceso de producción de refrigerante. Para el análisis del sistema, se investigaron los siguientes parámetros de operación: temperatura de activación, coeficiente de desempeño y capacidad de enfriamiento. Además, se establecieron como condiciones de operación que el sistema opera a la misma temperatura en el condensador y absorbedor (35 °C), temperatura en el evaporador de 5 °C, efectividad en el intercambiador de calor de $\eta_{IHX} = 0.5, 0.7$ y 0.9 , y se consideraron 5 variaciones en la presión de operación en el generador ($P_{gen} = 1167, 889, 778, 687$ y 584 kPa).

Los resultados muestran que la temperatura en el generador decrece hasta en 23.8 °C al reducir la presión en el generador de 1167 kPa hasta 584 kPa y el rendimiento energético puede ser incrementado hasta en un 3.30%. El aumento de la temperatura en el generador promueve un incremento en la capacidad de enfriamiento, la cual se mejora entre el 3.6-6.68% al utilizar una efectividad en el intercambiador de calor de 0.9 y al operar el sistema a una temperatura en el generador de 100 °C. Finalmente, este tipo de sistemas puede ser viable para aplicaciones de energía solar (colectores solares), debido a que las temperaturas de activación pueden ser menores a 70 °C.

Palabras clave: IHX, refrigeración, absorción, rendimiento energético, ciclo híbrido.



Abstract

In this work, a hybrid absorption refrigeration system (HARC) is analyzed from the point of view of the first Thermodynamic Law, where part of the condensation heat is recovered and supplied to the generator and then, to improve the refrigerant production process. For the cycle analysis, it has been considered that the condensation and absorber are at the same temperature (35 °C), the evaporation temperature of 5 °C, internal heat exchanger effectiveness $\eta_{IHX}=0.5, 0.7$ and 0.9 , and five different pressures ($P_{gen} = 1167, 889, 778, 687$ y 584 kPa) in the generator were analyzed.

The results show that the temperature in the generator decreases up 23.8 °C when the pressure is reduced from 1167 kPa to 584 kPa and the COP can be increased up in 3.30%. The increasing of the generator temperature increases the cooling capacity between 3.6-6.68% when the system operates at internal heat exchanger of 0.9 and generator temperature of 100 °C. Finally, this kind of system can be a good alternative for solar energy applications (solar collectors), since activation temperatures can be lower than 70 °C.

Keywords: IHX, refrigeration, absorption, energetic efficiency, hybrid cycle.

Introducción

El consumo de electricidad del ser humano para satisfacer las necesidades de confort se ha incrementado considerablemente durante las últimas décadas. Según Ahmad *et al.* (2022), los sistemas de compresión de vapor consumen casi el 17% de la electricidad en el mundo, empleados principalmente para refrigeración doméstica o dentro del sector industrial. Acorde a la Unión Europea, los equipos para calefacción y refrigeración basados en la tecnología de compresión de vapor, consumen 50% de su energía total, de la cual, 45% es usada para el sector residencial, 37% para la industria y 18% para el sector de servicios (EU Comission, 2016). Haciendo referencia a la misma tecnología de compresión de vapor, Wang *et al.* (2017) ha encontrado que del total de energía producida en los Estados Unidos en el 2010, 41% de la energía fue utilizada por esta tecnología dentro del sector residencial, 30% por el industrial y 29% por el sector de transporte, mientras para el caso de China, la energía total consumida en edificios por equipos de aire acondicionado fue de entre el 40-55% (Tsinghua University Building Energy Saving Research Center, 2009).

Meraj *et al.* (2021) indican que los sistemas de refrigeración por absorción se están convirtiendo en una alternativa viable y son capaces de ahorrar

electricidad. Kumar y Rakshit (2021) han establecido que este tipo de tecnología es amigable con el medio ambiente, al usar refrigerantes naturales para su operación, mientras que Yuksel *et al.* (2016), pudieron emplear fuentes alternas de energía para su funcionamiento.

Es así que en la literatura se encuentran diversos estudios para mejorar el rendimiento energético de los sistemas de refrigeración por absorción y estos puedan ser competitivos a los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Es por ello, que nuevas configuraciones de ciclos de refrigeración por absorción han emergido con el objetivo de mejorar sus prestaciones energéticas. Por ejemplo, Asensio-Delgado *et al.* (2022) analizaron un sistema de refrigeración híbrido (HARC), en el que usaron como refrigerante el HFO y como absorbente, varios líquidos iónicos. Sus resultados muestran que el uso de estas nuevas mezclas de trabajo resulta ser adecuadas en los HARC, desde que la temperatura de activación es menor en comparación al ciclo convencional de refrigeración por absorción (ARC). Su y Zhang (2016) realizaron un análisis termodinámico de la combinación de un ciclo híbrido y un dehumificador, concluyendo que, desde el punto de vista energético, esta configuración resulta ser 34.97% superior que el ARC y su temperatura de

activación se reduce de 100 °C a 60 °C, debido a la existencia del compresor. Ventas *et al.* (2010) presentaron un modelo matemático de un ciclo híbrido de refrigeración por absorción, en el que se coloca un compresor entre el evaporador y absorbedor. Sus resultados muestran que con este ciclo se reduce la temperatura de activación hasta 24 °C, en comparación con el ARC.

Por su parte, Wang *et al.* (2016) analizaron termodinámicamente un ciclo de compresión-absorción híbrido, en el que parte del calor del condensador es recuperado e incorporado al generador. Ellos encontraron que el calor requerido en el generador se reduce entre el 70-80% y que el rendimiento energético del ciclo es 97.1% superior al obtenido por el ARC. Por tal motivo, el objetivo de este trabajo, es investigar desde el punto de vista termodinámico, el efecto que presenta la inclusión de un intercambiador de calor en el circuito refrigerante sobre el rendimiento energético del sistema, la capacidad de enfriamiento y en la temperatura de activación de la configuración presentada por Wang *et al.* (2016) en el que se utiliza amoníaco-agua como fluidos de trabajo. Se espera que los resultados obtenidos de esta investigación sean de gran aporte para que los investigadores y desarrolladores de esta tecnología comprendan mejor su funcionamiento y sus áreas de mejora.

Descripción del ciclo

En la **Figura 1** se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por absorción híbrido (HCRC). El funcionamiento del ciclo HCRC opera de manera similar que el ciclo convencional de refrigeración por absorción (ARS), la diferencia radica en que, el ciclo HARC trabaja bajo tres niveles de presión, presión baja en el absorbedor y evaporador, presión media en el generador y presión alta en el condensador y descarga del segundo compresor, mientras que en el ciclo ARS se opera con dos niveles de presión (presión baja en el evaporador y absorbedor y alta presión en el condensador y generador).

Los fundamentos que describen el modelado de cada uno de los componentes del HARC, se basan en balances de masa, especie y energía, los cuales han sido resueltos por medio del uso del software computacional Engineering Equation Solver (EES), debido a

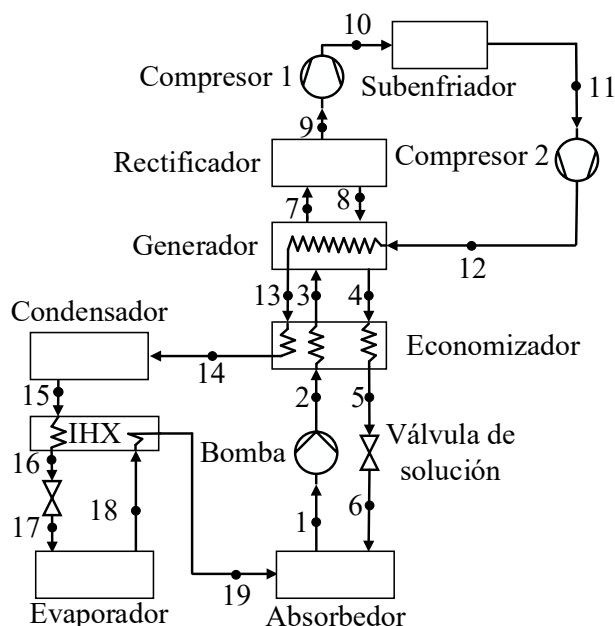


Figura 1. Diagrama del ciclo de refrigeración híbrido.

que este, contiene subrutinas para determinar las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua y permite resolver sistemas de ecuaciones, tanto lineales como no lineales derivados de los balances de masa, especie y energía en el sistema. Además, para la validación modelo, los resultados obtenidos se compararon con aquellos obtenidos por Wang *et al.* (2016), sin considerar el efecto del IHX.

Lo resultados mostrados en la **Tabla 1** muestran que las mayores desviaciones de 3.55, 2.55 y 1.08%, corresponden para el caso del condensador, compresor 1 y COP, respectivamente. Sin embargo, para los demás componentes, las desviaciones encontradas son inferiores al 0.5%, por lo que se puede establecer que hay una adecuada concordancia entre los resultados presentados por ambos modelos.

Resultados

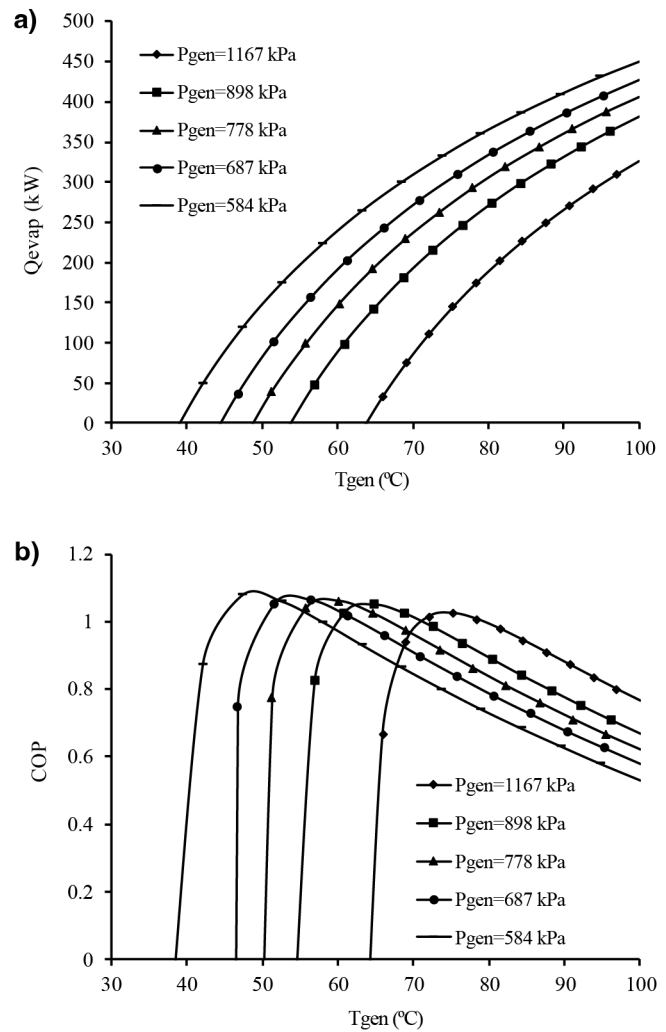
En la **Figura 2a** y **2b** se muestra el efecto de la temperatura y la presión en el generador sobre la capacidad de enfriamiento ($\dot{Q}_{evap}$), así como el rendimiento energético del HARC (COP). Los resultados muestran un aumento en la capacidad de enfriamiento conforme se incrementa la temperatura y/o se reduce la presión en el generador (**Figura 2a**). La mayor capacidad de enfriamiento de 450 kW se obtiene a la temperatura en el generador de 100 °C y

Tabla 1. Validación del modelado del ciclo HARC

Parámetro	Unidad	Wang <i>et al.</i> 2016	Presente estudio	Desviación %
Presión en el condensador	kPa	4609.00	4609.00	0.00
Presión en el generador	kPa	1351.00	1351.00	0.00
Presión en el evaporador	kPa	516.00	516.00	0.00
Presión en el absorbedor	kPa	516.00	516.00	0.00
Concentración débil	%	47.70	47.70	0.00
Concentración fuerte	%	53.89	53.89	0.00
Energía en el condensador	kW	2.93	3.03	3.55
Energía en el generador	kW	51.89	51.66	0.44
Energía en el evaporador	kW	130.7	130.70	0
Energía del absorbedor	kW	178.7	179.50	0.45
Potencia del compresor 1	kW	18.46	17.99	2.55
Potencia del compresor 2	kW	17.10	17.02	0.47
COP		1.02	1.007	1.27

una presión de 584 kPa. Sin embargo, cuando se compara este resultado con presiones en el generador de 687, 778, 898 y 1167 kPa, la capacidad de enfriamiento se reduce en un 5.52, 10.74, 18.01 y 37.86%, respectivamente. Lo anterior se debe a que, el incremento de T_{gen} provoca un aumento en el flujo másico de refrigerante que circula por el evaporador y con ello, un incremento en la capacidad de enfriamiento en el sistema.

En la **Figura 2b** se ilustra que a medida que se incrementa la temperatura en el generador, el COP del sistema se incrementa hasta alcanzar un valor máximo de entre 1.02 y 1.10 y posteriormente este disminuye a valores de entre 0.53 y 0.78. Sin embargo, al reducir la presión en el generador (P_{gen}) de 1167 kPa a 584 kPa, se puede obtener una reducción en la temperatura de activación en hasta 23.8 °C, lo que indica que este tipo de sistemas pueda ser viable para

**Figura 2.** Efecto de la T_{gen} a cinco diferentes valores de P_{gen} sobre: a) $\dot{Q}_{evap}$ y b) COP

el uso de colectores solares. Lo anterior se debe al hecho de que el aumento en la T_{gen} ocasiona que la concentración de la solución rica en refrigerante y el flujo másico de refrigerante incrementen, por lo tanto, el consumo eléctrico en los compresores también incrementa, reduciendo el COP del sistema HARC.

La influencia de T_{gen} y P_{gen} sobre el COP del HARC considerando valores en la efectividad del intercambiador de $\eta_{IHx} = 0.5, 0.7$ y 0.9 se muestra en la **Figura 3a-e**. Los resultados ilustran un ligero incremento del COP a medida que se incrementa la efectividad del intercambiador de calor y los mejores resultados se obtienen a una efectividad en el IHX de 0.9. A una $P_{gen} = 1167$ kPa (**Figura 3a**), los incrementos

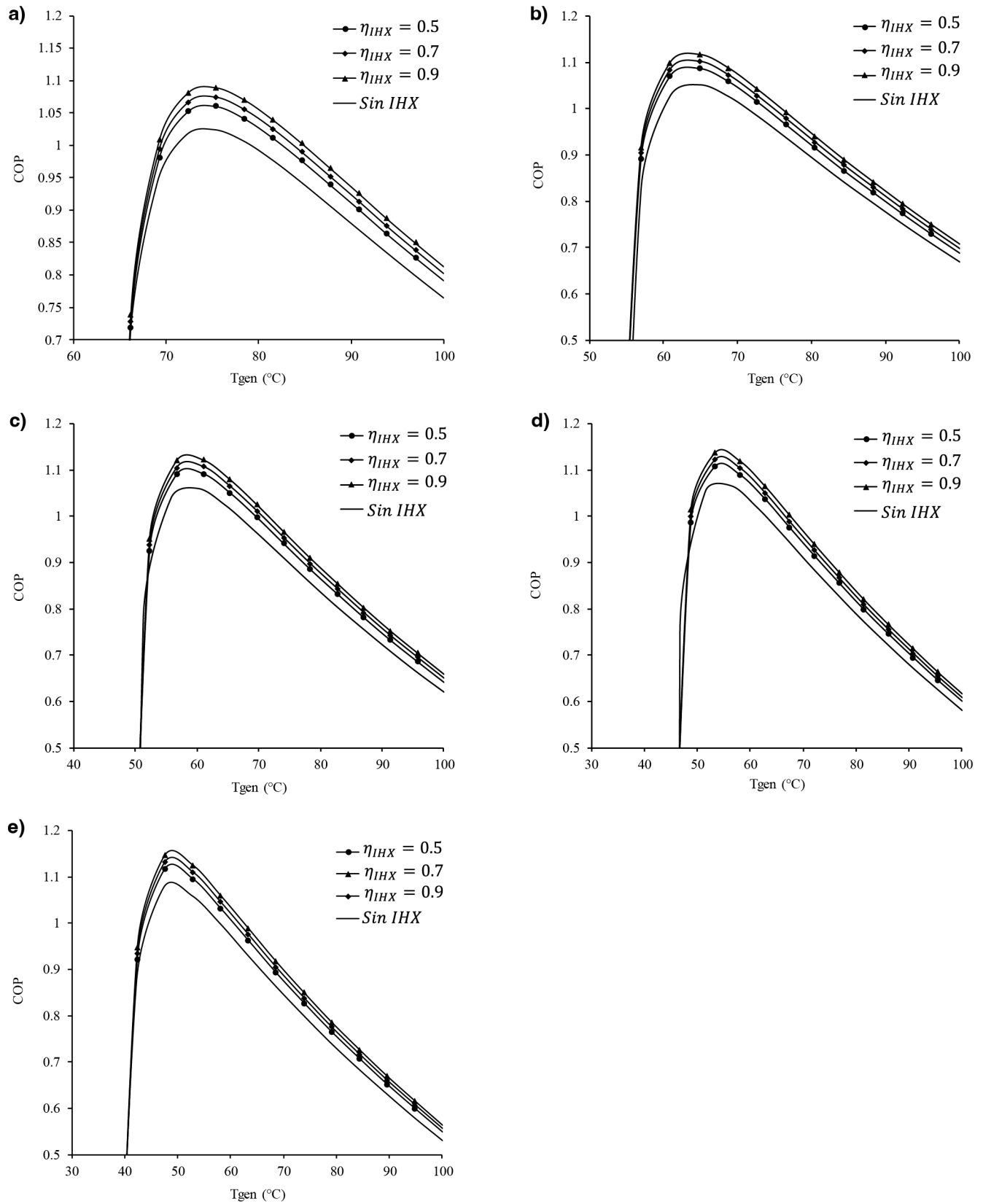


Figura 3. Efecto de la T_{gen} sobre el COP a diferentes η_{IHX} y P_{gen} : a) 1167 kPa, b) 889 kPa, c) 778 kPa, d) 687 kPa y e) 584 kPa.



del COP para los valores de efectividad en el intercambiador de calor de 0.5, 0.7 y 0.9 son de 3.51, 4.48 y 5.95%, respectivamente, todo ello, en comparación con el ciclo sin intercambiador de calor. Para el ciclo operando a una presión de 898 kPa (**Figura 3b**), se pueden lograr incrementos de 3.42, 4.85 y 6.27% para los tres valores de efectividades aquí estudiados. Cuando la presión en el generador se incrementa a $P_{gen}=778$ kPa (**Figura 3c**), el menor COP= 1.06 se obtiene con el ciclo sin intercambiador de calor, mientras que, cuando se utiliza una $\eta_{IHX}=0.5$, se logra un incremento en el COP del 3.01, 4.43 y 5.84% al aumentar la efectividad del intercambiador de calor a $\eta_{IHX}=0.7$ y 0.9, respectivamente. Respecto a la presión de operación de 687 kPa (**Figura 3d**), las mejores prestaciones energéticas se obtienen a una $\eta_{IHX}=0.9$, lo que se traduce en un incremento en el COP del 5.07% en comparación con el ciclo sin intercambiador de calor, del 2.75% a una $\eta_{IHX}=0.5$ y del 1.35% con $\eta_{IHX}=0.7$. Al reducir la presión en el generador a un valor de 584 kPa (**Figura 3e**), los incrementos del COP para el HARC con $\eta_{IHX}=0.5, 0.7$ y 0.9 resultan ser del 3.39, 4.81 y 6.23%, respectivamente, en comparación con los resultados obtenidos con el ciclo sin intercambiador de calor. Comparativamente entre presiones en el generador, el reducir este parámetro provoca un incremento en el COP. Tomando como referencia la presión de 1167 kPa (misma presión de operación que el ciclo ARC) y comparando los resultados con las presiones de 898, 778, 687 y 584 kPa, el COP para dicha presión resulta ser menor entre el 2.47-3.30%.

En la **Figura 4a-e** se describe el comportamiento de la $\dot{Q}_{evap}$ en función de T_{gen} y η_{IHX} . Los resultados muestran un incremento en la capacidad de enfriamiento con el incremento de T_{gen} y los mejores resultados se obtienen a una temperatura de 100 °C. Además, para todas las presiones analizadas, la capacidad de enfriamiento resultó ser menor para el sistema sin intercambiador de calor. Para una $P_{gen}=1167$ kPa y efectividades en el intercambiador de calor de $\eta_{IHX}=0.5, 0.7$ y 0.9, los valores de capacidad de enfriamiento resultaron ser de 338.1, 342.7 y 347.4 kW, respectivamente, lo que se traduce a incrementos en el orden del 3.48-6.33%, en comparación con el sistema sin intercambiador de calor. En la **Figura 4b**, se puede observar que a $P_{gen}=889$ kPa, los valores de la capacidad de enfriamiento para los tres valores de

efectividad ($\eta_{IHX}=0.5, 0.7$ y 0.9) son de 396.9, 402.3 y 407.8 kW, respectivamente, mientras que al operar el ciclo HARC sin intercambiador, la capacidad de enfriamiento es de 356.3 kW. En la **Figura 4c** ($P_{gen}=778$ kPa) se muestra que la capacidad de enfriamiento no presenta cambios significativos con el incremento en la efectividad del intercambiador de calor a temperaturas en el generador inferiores a los 74 °C. Comparando los resultados a la máxima temperatura de operación en el generador (100 °C), la capacidad de enfriamiento obtenida por el ciclo sin intercambiador de calor es de 381.6 kW, mientras para efectividades de 0.5, 0.7 y 0.9, las capacidades de enfriamiento que se obtienen son 396.9, 402.3 y 407.8 kW, respectivamente, lo que representa mejoras en el ciclo de 4.01, 5.42 y 6.86%. En la **Figura 4d**, la cual corresponde al sistema operando a una $P_{gen}=687$ kPa, se observan pequeños incrementos conforme se incrementa la temperatura en el generador hasta los 100 °C. En esta temperatura, la capacidad de enfriamiento obtenida por el ciclo sin IHX es de 406.7 kW, mientras que al emplear en la efectividad del intercambiador de calor de 0.5, 0.7 y 0.9, las capacidades de enfriamiento se incrementan entre 3.56-6.41%. Para la **Figura 4e**, la $\dot{Q}_{evap}$ a una $\eta_{IHX}=0.9$ y $P_{gen}=584$ kPa es de 453.9 kW. Cuando se reducen los valores de efectividad en el intercambiador de calor a 0.7 y 0.5, la capacidad de enfriamiento también se reduce a 447.8 y 441.8 kW, respectivamente. Comparativamente entre resultados, la capacidad de enfriamiento del HARC con intercambiador de calor resulta ser entre el 2.07-4.87% superior en comparación con el HARC sin intercambiador de calor.

En la **Figura 5** se muestra el efecto de la η_{IHX} sobre el COP para la configuración HCRC. Para este análisis, se estableció una temperatura en el generador de 75 °C, temperatura en el condensador y absorbedor de 35 °C, temperatura en el evaporador de 5 °C y consideró todo el rango de valores en la efectividad del intercambiador de calor (0-1). Los resultados indican que el COP del ciclo sin intercambiador de calor es inferior en comparación al ciclo con intercambiador de calor. Las mejores prestaciones energéticas se obtienen al operar el HCRC a una $P_{gen}=1167$ kPa y los menores rendimientos energéticos se consiguen a una $P_{gen}=584$ kPa. Cuando se tienen variaciones en la efectividad de $\eta_{IHX}=0-1$, los incrementos en el COP van de entre los 6.0-7.08%. Finalmente al comparar los

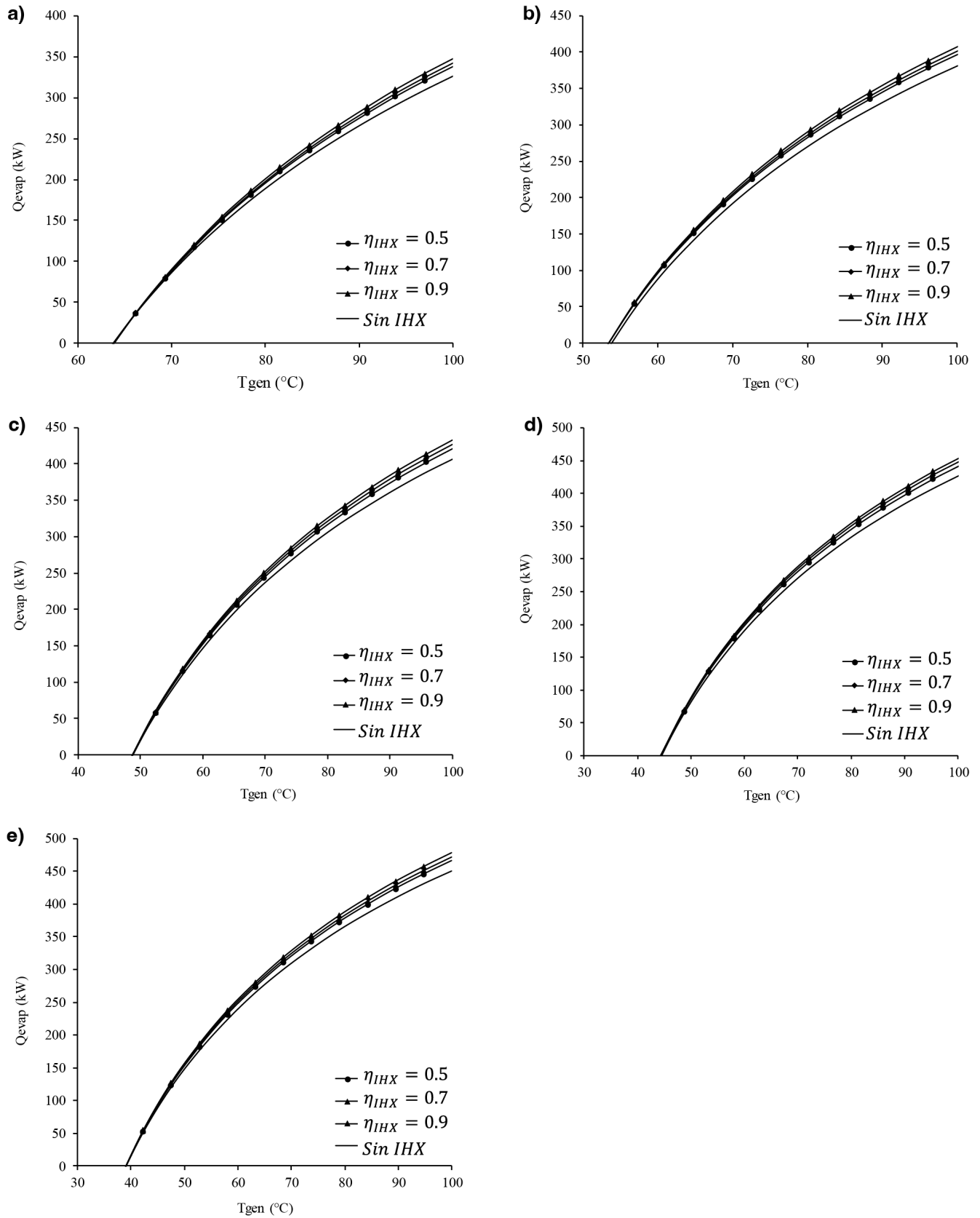


Figura 4. Efecto de la T_{gen} sobre el $\dot{Q}_{evap}$ del ciclo a diferentes η_{IHX} y P_{gen} : a) 1167 kPa, b) 889 kPa, c) 778 kPa, d) 687 kPa y e) 584 kPa.



resultados obtenidos del HCRC a una $P_{gen}= 584$ kPa respecto a las presiones en el generador de 1167, 889, 778 y 687 kPa, así como una $\eta_{IHX}= 1$, se logran incrementos en el COP del orden del 7.23, 14.15, 20.90 y 30.50%, respectivamente.

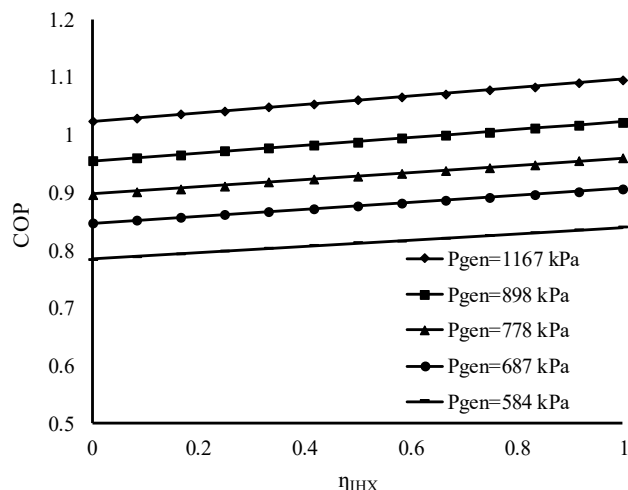


Figura 5. Influencia de η_{IHX} sobre el COP a diferentes valores de P_{gen} .

Conclusiones

Con base en el efecto del IHX sobre la temperatura de activación, rendimiento energético y capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración híbrido se pueden obtener las siguientes conclusiones:

1. Recuperar parte de la energía en el condensador en el sistema propuesto, permite reducir la temperatura en el generador hasta en 23.8 °C. El rendimiento energético se puede incrementar en un 3.30%, mientras la capacidad de enfriamiento entre 3.6-6.68%.
2. El uso del intercambiador de calor contribuye a mejorar el rendimiento energético del sistema. Los mejores resultados se obtienen a una $P_{gen}= 1167$ kPa y una efectividad de 0.9, mientras que los menores rendimientos energéticos se obtienen a una $P_{gen}=584$ kPa. El uso del intercambiador de calor mejora el rendimiento energético entre 3.39-6.27%. Además, el uso del intercambiador promueve también el incremento en la capacidad de enfriamiento entre 3.48-6.41%.

3. Cuando se trabaja en un rango de valores en la efectividad en el intercambiador de calor ($\eta_{IHX}= 0-1$), los incrementos en el COP para el sistema oscilan entre 6.0-7.08%. Sin embargo, al comparar los resultados obtenidos del sistema HARC a una $P_{gen}= 584$ kPa y una $\eta_{IHX}= 1$, respecto a las presiones en el generador de 1167, 889, 778 y 687 kPa, se obtienen incrementos de este parámetro en el orden del 7.23, 14.15, 20.90 y 30.5%, respectivamente.
4. Finalmente, se espera que los resultados obtenidos de esta investigación sean de gran aporte para que los investigadores y desarrolladores de esta tecnología comprendan mejor su funcionamiento y sus áreas de mejora, así como su posible implementación en aplicaciones de energía solar.

Referencias

- Asensio-Delgado JM, Asensio-Delgado S, Zarca G, Urtiaga A (2022). Analysis of hybrid compression absorption refrigeration using low-GWP HFC or HFO/ionic liquid working pairs. *International Journal of Refrigeration* 134: 232-241.
- Ahmad T, Azhar M, Sinha MK, Meraj M, Mahbubul IM, Ahmad A (2022). Energy analysis of lithium bromide-water and lithium chloride-water based single effect vapour absorption refrigeration system: A comparison study. *Cleaner Engineering and Technology* 7: 100432.
- EU Commissions (2016). Communication from Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and social Committee and the Committee of the Regions, An EU Strategy on Heating and Cooling. Tech. Rep., Brussels, 2016.
- Kumar A, Rakshit D (2021). A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications. *Cleaner Engineering and Technology* 5: 100292.
- Meraj M, Azhar M, Khan MZ, Anjum MSS, Ahmad MSF, Ab Rasheed MF, ... Alam MNM (2021). Thermal modelling of PVT-CPC integrated vapour absorption refrigeration system. *Materials Today: Proceedings* 38: 391-396.
- Somers C, Mortazavi A, Hwang Y, Radermacher R, Rodgers P, Al-Hashimi S (2011). Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus. *Applied Energy* 88(11): 4197-4205.

- Wu W, Li X, You T, Wang B, Shi W (2015). Combining ground source absorption heat pump with ground source electrical heat pump for thermal balance, higher efficiency and better economy in cold regions. *Renewable energy* 84: 74-88.
- Tsinghua University Building Energy Saving Research Center (2009). Annual Report on China Building Energy Efficiency, China Architecture and Building Press, Beijing.
- Ventas R, Lecuona A, Zacarías A, Venegas M (2010). Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures. *Applied Thermal Engineering* 30(11-12): 1351-1359.
- Wang J, Wang B, Wu W, Li X, Shi W (2016). Performance analysis of an absorption-compression hybrid refrigeration system recovering condensation heat for generation. *Applied Thermal Engineering* 108: 54-65.
- Yuksel YE, Ozturk M, Dincer I (2016). Thermodynamic performance assessment of a novel environmentally-benign solar energy based integrated system. *Energy Conversion and Management* 119: 109-120.