

CAPACIDAD FRIGORIFICA Y GENERACION DE ENTROPIA DE UN REFRIGERADOR DE ABSORCION CONECTADO A UN MOTOR CATERPILLAR EN UN SISTEMA DE COGENERACION

Alvídrez Meza José Antonio^{1*}, Víctor M. Ambriz-Díaz², Oscar Chavez², Israel Y. Rosas²

¹Tecnológico Nacional de México/I. T. Chihuahua
Departamento de Metal-Mecánica

Av. Tecnológico, 2909, C.P. 31310, Chihuahua, México.

L19060177@chihuahua.tecnm.mx

²Tecnológico Nacional de México/I. T. Chihuahua

División de Estudios de Posgrado e Investigación

Av. Tecnológico, 2909, C.P. 31310, Chihuahua, México.

victor.ad@chihuahua.tecnm.mx; oscarl.cl@chihuahua.tecnm.mx; israel.ry@chihuahua.tecnm.mx

RESUMEN

En este trabajo se presentan el análisis de la capacidad de enfriamiento y generación de entropía de un ciclo de refrigeración por absorción en la recuperación del calor residual de los gases de escape de un motor de combustión interna Caterpillar modelo G3512. El motor desecha los gases de escape a una temperatura de 512°C. Para el análisis, se establecen las ecuaciones de energía con la ayuda de la primera ley de la termodinámica, las ecuaciones de masa con el principio de la conservación de la masa y las ecuaciones de generación de entropía mediante la segunda ley de la termodinámica. Los resultados muestran que, para este ciclo, se obtiene una capacidad de enfriamiento de 128.1 kW y un COP de 0.2037, además el componente con mayor generación de entropía es el condensador con 0.188 kW/K. Finalmente, se demuestra que el uso de estas unidades puede ayudar a reducir el impacto ambiental reduciendo el consumo de la energía eléctrica.

Palabras clave: capacidad frigorífica, generación de entropía, refrigerador de absorción, sistema de cogeneración, motor Caterpillar.

ABSTRACT

This paper presents an analysis of the cooling capacity and entropy generation of an absorption refrigeration cycle used for waste heat recovery from the exhaust gases of a Caterpillar G3512 internal combustion engine. The engine emits exhaust gases at a temperature of 512°C. For the analysis, energy equations are established using the first law of thermodynamics, mass equations are derived based on the principle of conservation of mass, and entropy generation equations are formulated using the second law of thermodynamics. The results show that this cycle achieves a cooling capacity of 128.1 kW and a COP of 0.2037. Additionally, the condenser is the component with the highest entropy generation, producing 0.188 kW/K. Finally, it is demonstrated that the use of these units can help reduce environmental impact by lowering electrical energy consumption.

Keywords: cooling capacity, entropy generation, absorption refrigerator, cogeneration system, Caterpillar engine.

1. INTRODUCCIÓN

La recuperación de calor residual es una alternativa relevante para aumentar la eficiencia en los sistemas de generación de

energía. En el caso de los motores de combustión interna, la recuperación de calor residual permite el aprovechamiento de la energía térmica que se desecha al ambiente, permitiendo que se aproveche de una mejor manera el combustible [1]. Este concepto de aprovechamiento de la energía residual en motores comúnmente recibe el nombre de cogeneración. La cogeneración es la producción de dos o más productos a partir de una fuente energética [2]. Comúnmente, un segundo producto en un sistema de cogeneración es la producción frigorífica. En este aspecto, los ciclos de refrigeración por absorción son una alternativa sostenible para mejorar el desempeño de un sistema de cogeneración. Hoy en día, los sistemas de absorción son una opción para sustituir los sistemas convencionales. Los ciclos de absorción operan con pares de trabajo. Entre los más utilizados se encuentra el de amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) y bromuro de litio ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) [3].

1.1. ANTECEDENTES

Los ciclos de refrigeración por absorción al ser alimentados por calor residual tienen una ventaja energética con relación de su contrapartida de compresión de vapor, esto ha hecho que la comunidad científica se interese en ellos. Actualmente, este tipo de ciclos se ha evaluado desde la perspectiva de primera y segunda ley de la termodinámica con la finalidad de conocer sus prestaciones desde ambos puntos de vista. Por ejemplo, Shu et al. [4] realizaron el análisis energético de un refrigerador por absorción y un ciclo Rankine para la producción de energía eléctrica y aire acondicionado. Los resultados muestran que el refrigerador puede lograr una capacidad frigorífica de 360 kW con un coeficiente de operación COP de 0.66 y una temperatura en el evaporador de 10 °C. Determinaron que la mayor eficiencia del ciclo completo es de 27.5%. Wang et al. [5] investigaron un enfriador de absorción de efecto mixto alimentado por el calor residual de un motor de combustión interna. El sistema combina procesos de absorción de simple y doble efecto en una sola unidad. El generador de alta presión es alimentado por gases de

escape del motor mientras que el generador de baja presión utiliza el calor residual del agua de las camisas del motor. Los resultados muestran que, para un motor de 16 kW, se puede alcanzar una potencia de enfriamiento de 34.4 kW con un COP de 0.96. También determinaron que la eficiencia exergetica (ECOP) del refrigerador de efecto mixto puede variar entre 0.164 a 0.186. Sun et al. [6] estudiaron un sistema de cogeneración alimentado por el calor residual de un motor de combustión interna, encontraron un valor para el coeficiente de operación (COP) de 1.05 para la temporada de verano y de 0.87 para la temporada de invierno. También encontraron que el sistema propuesto ahorra más del 37% de la energía primaria comparada con los sistemas convencionales. Lazzarin et al. [7] analizaron un sistema de enfriamiento, calefacción y ventilación. Los resultados muestran que la capacidad frigorífica en verano es de 51 kW. Encontraron que la eficiencia energética obtenida en el sistema propuesto comparada con los sistemas convencionales excede el 60% de ahorro de energía en verano y 50% in invierno. Du et al. [8] realizaron un estudio y un prototipo de un refrigerador por absorción alimentado por los gases de escape de un motor Diesel. Obtuvieron una capacidad frigorífica de 33.8 kW, un COP de 0.53 y un ECOP de 10.8%. Adriano da Silva et al [9] realizaron un análisis energético y por segunda ley de un sistema de trigeneración que incluye un sistema de refrigeración por absorción. El sistema es alimentado por un motor de gas. Los resultados indican que el refrigerador por absorción alcanza una capacidad frigorífica de 17.58 kW y un COP de 0.5914. Además, identificaron que el componente con mayor transferencia de calor involucrado en el ciclo fue el absorbedor con 28 kW y que el absorbedor es el componente con mayor generación de entropía. Taylor de la Vega [10] realizó un análisis energético y por segunda ley de la termodinámica de un sistema de absorción de simple efecto alimentado por un motor de combustión interna, obtuvo una capacidad de enfriamiento de 153.62 kW con un COP de 0.13. Encontró este valor debido a que el calor retirado por el evaporador esta muy por debajo del calor suministrado en el generador. También encontró que el elemento con mayor irreversibilidad es el generador debido a que solo utiliza una cantidad mínima de calor para alimentar el ciclo y el resto se disipa a los alrededores sin su aprovechamiento.

1.2. objetivos y alcance

El objetivo de este trabajo se enfoca en la obtención y análisis de la capacidad frigorífica y generación de entropía de un ciclo de refrigeración por absorción alimentado por el calor residual de un motor de combustión interna de gas natural. El alcance del estudio se limita a un análisis por primera y segunda ley de la termodinámica del ciclo de refrigeración y no se enfoca en un análisis del motor. La energía térmica residual del motor utilizada se toma como un aporte constante, y es obtenida de la ficha técnica proporcionada por el fabricante del motor. Para lograr el objetivo general se establecen los siguientes objetivos específicos:

1. Análisis por primera ley de la termodinámica. Para determinar la capacidad frigorífica que se puede lograr

al utilizar los gases de escape en un refrigerador por efecto de absorción.

2. Análisis por segunda ley de la termodinámica. Para estimar la generación de entropía en el refrigerador de absorción y sus componentes, con la finalidad de observar los componentes que pueden presentar mayor cantidad de ineficiencias termodinámicas.
3. Adicionalmente, realizar una variación de parámetros de operación del refrigerador. Con la finalidad de observar cómo afectan o benefician estas variaciones al refrigerador desde los puntos de primera y segunda ley de la termodinámica.

2. CASO DE ESTUDIO

2.1. Descripción del ciclo

El motor empleado es del fabricante Caterpillar (modelo CAT G3512) y puede producir una potencia de 1000 kW [11]. El sistema propuesto para la recuperación de calor residual es un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto (Ver, Figura 1). El ciclo comienza con el aporte del calor de rechazo del motor de combustión interna en el generador. En este elemento, se obtiene la energía suficiente para que la mezcla de absorbente-refrigerante se separe, ya que el amoníaco tiene un punto de ebullición menor que el del agua. El amoníaco se evapora, y continúa al rectificador (estado 5). La solución líquida del generador, retorna y entra a la válvula 2, reduciendo su presión y después ingresa al absorbedor. En el rectificador, el amoníaco (refrigerante) en forma de vapor continúa el ciclo en el estado 9, y la mezcla condensada retorna al generador mediante la corriente 10. En el condensador, el calor del refrigerante se expulsa al ambiente a través del serpentín. Esto cambia el estado del amoníaco a líquido saturado, con una temperatura menor que la de entrada. Después, el refrigerante sale del condensador y entra a la válvula 1, la cual genera una caída de presión en el fluido, haciendo que este se enfríe hasta una temperatura inferior a 0°C y, en consecuencia, pueda ser utilizado para retirar el calor de un espacio por medio del evaporador del ciclo. En el evaporador, el refrigerante a muy baja temperatura absorbe calor del espacio a refrigerar y se evapora para ser enviado al componente que da origen al nombre del ciclo. Posteriormente la bomba toma la mezcla del absorbedor y la impulsa al generador para repetir el ciclo.

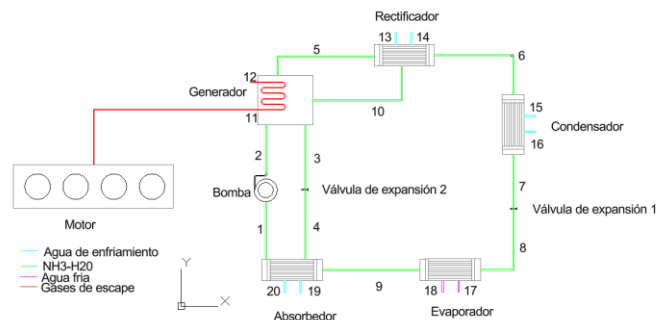


Figura 1. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción.

2.2. Consideraciones iniciales

El análisis se efectuó por medio del software Engineering Equation Solver (EES) [12], para facilitar el cálculo de propiedades termodinámicas. La Tabla 1, muestra los valores de presión y temperatura considerados para el modelado del ciclo [13].

Tabla 1. Datos iniciales.

Presión del generador, $P_G = 1400$ KPa
Temperatura del generador, $T_G = 105$ °C
Presión del absorbedor, $P_A = 280$ KPa
Temperatura del absorbedor, $T_A = 35$ °C
Temperatura del evaporador, $T_E = 5$ °C
Flujo de calor del generador, $\dot{Q}_G = 627$ KW

3. MODELADO

3.1. Conservación de masa y energía

Los componentes del refrigerador de absorción, se pueden considerar sistemas abiertos debido a que permiten la entrada y salida de flujos de masa. La ecuación de la conservación de la masa es:

$$0 = \sum \dot{m}_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida} \tag{1}$$

Donde $\dot{m}_{entrada}$ es el flujo másico que entra al sistema y \dot{m}_{salida} es el flujo másico de salida de los componentes. La Tabla 2, muestra las ecuaciones de flujo másico del refrigerador de absorción.

Tabla 2. Ecuaciones de flujo másico.

Componente	Masa
Generador	$\dot{m}_2 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_3 + \dot{m}_5$
Rectificador	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_5 * x_5 = \dot{m}_6 * x_6 + \dot{m}_{10} * x_{10}$
Condensador	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$
Válvula 2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$
Evaporador	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$
Absorbedor	$\dot{m}_9 + \dot{m}_4 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_1 * x_1 = \dot{m}_9 * x_9 + \dot{m}_4 * x_4$
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$
Válvula 1	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$

Para el modelado energético, se tiene la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos [14]:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum(\dot{m} * h)_{entrada} - \sum(\dot{m} * h)_{salida} \tag{2}$$

Donde \dot{Q} es el calor, \dot{W} es potencia, \dot{m} es el flujo másico y h es la entalpía. La Tabla 3, muestra las ecuaciones de energía del ciclo de refrigeración por absorción empleando las ecuaciones de (1) y (2).

Tabla 3. Ecuaciones de energía basadas en la primera ley de la termodinámica.

Componente	Energía
Generador	$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{Q}_G$ $= \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5$ $\dot{Q}_G = \dot{m}_{11} * (h_{11} - h_{12})$
Rectificador	$\dot{m}_5 * h_5 = \dot{Q}_R + \dot{m}_6 * h_6 + \dot{m}_{10} * h_{10}$
Condensador	$\dot{m}_6 * h_6 = \dot{Q}_C + \dot{m}_7 * h_7$
Válvula 1	—
Evaporador	$\dot{m}_8 * h_8 + \dot{Q}_E = \dot{m}_9 * h_9$
Absorbedor	$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{Q}_A = \dot{m}_9 * h_9 + \dot{m}_4 * h_4$
Bomba	$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{W}_B = \dot{m}_2 * h_2$
Válvula 2	—
Refrigerador	$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B}$

3.2. Generación de entropía

La ecuación (3) generaliza la segunda ley de la termodinámica para el cálculo de la generación de entropía.

$$\frac{dS}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_{entrada} \dot{m} * s - \sum_{salida} \dot{m} * s + \sigma_{gen} \tag{3}$$

Donde Q es el calor, T es la temperatura, \dot{m} es el flujo másico, s es la entropía y σ_{gen} es la entropía generada. La Tabla 4, muestra las ecuaciones basadas en la segunda ley de la termodinámica para determinar la generación de la entropía en cada elemento del sistema.

Tabla 4. Generación de entropía.

Componente	Generación de entropía
Bomba	$\sigma_{gen} = \dot{m}_1 (s_2 - s_1)$
Válvula 1	$\sigma_{gen} = \dot{m}_3 (s_4 - s_3)$
Generador	$\sigma_{gen} = \dot{m}_5 * s_5 + \dot{m}_3 * s_3 - \dot{m}_2 * s_2$ $- \dot{m}_{10} * s_{10} - \frac{\dot{Q}_G}{T_5}$
Rectificador	$\sigma_{gen} = \dot{m}_6 * s_6 + \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_5 * s_5 + \frac{\dot{Q}_R}{T_6}$
Condensador	$\sigma_{gen} = \dot{m}_6 (s_7 - s_6) + \frac{\dot{Q}_C}{T_6}$
Válvula 2	$\sigma_{gen} = \dot{m}_7 (s_8 - s_7)$
Evaporador	$\sigma_{gen} = \dot{m}_8 (s_9 - s_8) - \frac{\dot{Q}_E}{T_8}$
Absorbedor	$\sigma_{gen} = \dot{m}_1 * s_1 - \dot{m}_9 * s_9 - \dot{m}_4 * s_4 + \frac{\dot{Q}_A}{T_1}$

Refrigerador	$ECOP = \frac{-\dot{Q}_E(1 - \frac{T_G}{T_E})}{\dot{Q}_G(1 - \frac{T_0}{T_G})}$
--------------	---

4. RESULTADOS

Las propiedades termodinámicas de los estados se presentan en la Tabla 5. Se puede observar que el flujo másico en el evaporador es de 0.136 kg/s y la temperatura más baja en el refrigerador es de -9.3 °C. El flujo másico total del refrigerador y el flujo másico del estado 1 es 1.298 Kg/s.

Tabla 5. Propiedades termodinámicas del ciclo.

#	T	P	\dot{m}	h	u	s
	[K]	[Bar]	[kg/s]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
1	308.1	2.8	1.298	-76.86	-77.19	0.382
2	308.2	14	1.298	-75.54	-77.19	0.382
3	378.1	14	1.161	251.3	249.6	1.317
4	334.9	2.8	1.161	251.3	232.1	1.367
5	378.1	14	0.154	1546	1375	4.933
6	338.1	14	0.136	1369	1222	4.448
7	308.1	14	0.136	124.9	122.6	0.575
8	263.7	2.8	0.136	124.9	104.9	0.639
9	278.1	2.8	0.136	1061	951.1	4.14
10	338.1	14	0.017	65.28	63.42	0.796

4.1. Resultados de la capacidad frigorífica

El ciclo completo es alimentado por 627 kW de calor contenido en los gases de escape del motor. Bajo este suministro de calor, el ciclo de refrigeración alcanza una producción frigorífica en el evaporador de 128.1 kW (36.41 Toneladas de refrigeración) La Figura 2, muestra el calor que se absorbe o rechaza en los componentes del sistema expresados en kW. Se observa que el máximo flujo de calor después del generador se presenta en el absorbedor con 536.7 kW.

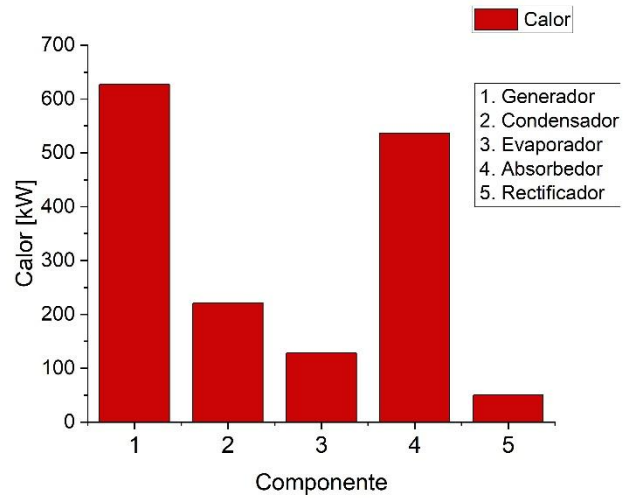


Figura 2. Flujo de calor en cada componente.

4.1.1 Comportamiento de la capacidad frigorífica y desempeño del refrigerador

En esta Subsección 4.1.1 se muestran los resultados del comportamiento energético del ciclo de refrigeración por absorción al ser acoplado a un motor de combustión interna de gas natural. En la Figura 3, se muestra el comportamiento de la capacidad frigorífica en el evaporador en función de la presión del generador (PG) a diferentes temperaturas en el evaporador. La capacidad frigorífica máxima se origina con una presión mayor de 1,260 kPa manteniendo una temperatura de 5 °C y esta disminuye al ir incrementando el valor de la presión. Por otra parte, el coeficiente de operación alcanza un valor de 0.2295 a una presión de 1,272 kPa a la misma temperatura de 5 °C y disminuye también al incrementarse la presión.

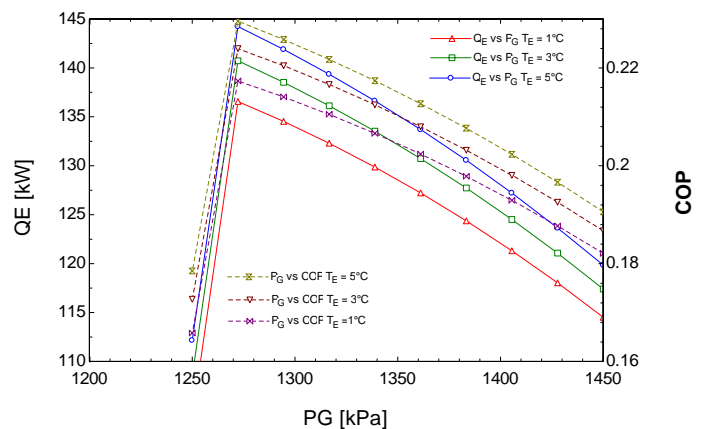


Figura 3. Capacidad frigorífica y COP vs PG.

En la Figura 4, se observa la capacidad frigorífica en el evaporador (QE) en función de la presión en el absorbedor (PA) variando la temperatura del evaporador a 1, 3 y 5°C. La

capacidad frigorífica puede alcanzar los 170 kW a 400 kPa. Además, el COP en función de PA puede lograr un valor de 0.26. Se puede observar que al incrementar PA el COP aumenta dando una mejor eficiencia del ciclo y al disminuir la temperatura del evaporador a 1 °C decae a partir de los 350 kPa.

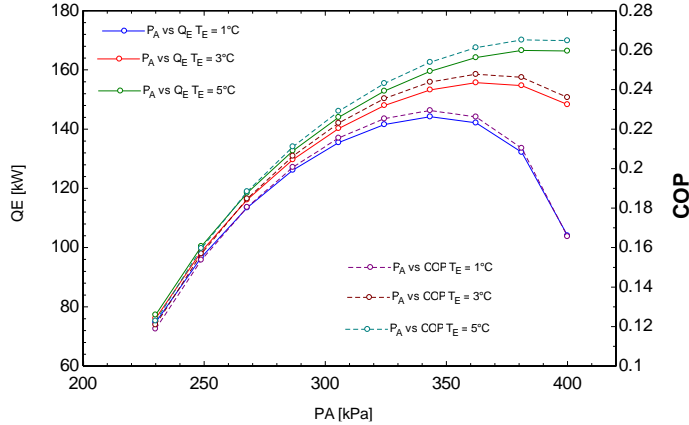


Figura 4. Capacidad frigorífica y COP vs PA.

4.2. Resultados de la generación de entropía

En la Figura 5, se aprecia la generación de la entropía en cada uno de los elementos del ciclo. Se puede observar que el condensador es el elemento con mayor entropía generada con 0.188 kW/K, esto indica que es el componente con mayores ineficiencias termodinámicas en el ciclo. Por lo tanto, para mejorar el desempeño del ciclo es necesario disminuir la generación de entropía en el condensador. Los componentes que siguen al condensador son el absorbedor y generador con 0.1221 y 0.0844 kW/K, respectivamente.

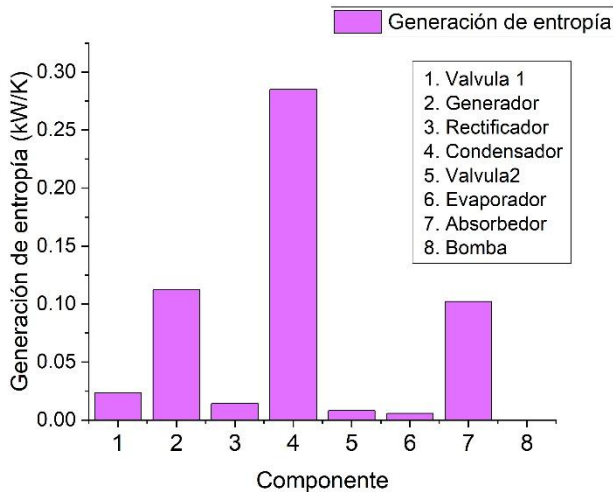


Figura 5. Entropía generada en los componentes del ciclo.

4.3. Comportamiento de la generación de entropía y desempeño por segunda ley del refrigerador

La Figura 6 describe la variación de la generación de entropía total en función de la presión en el generador y a su vez el rendimiento del refrigerador desde un punto de vista de la segunda ley de la termodinámica, a diferentes temperaturas del evaporador en 1, 3 y 5 °C. Se puede observar que la máxima entropía generada es de 0.55 kW/K para una presión de 1,270 kPa con una temperatura del evaporador de 3 °C. Por otra parte, el mantener la presión del generador entre 1,260 y 1,270 kPa con una temperatura de 5 °C en el evaporador otorga un mejor rendimiento al sistema con un ECOP cerca de 0.090. Cabe mencionar que al incrementarse la presión la generación de entropía disminuye al igual que el rendimiento exergético.

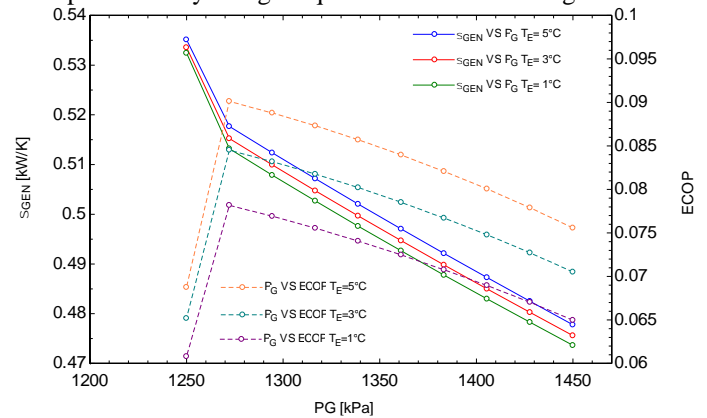


Figura 6. Generación de entropía y ECOP vs PG.

En la Figura 7 se puede observar la generación de entropía total en función de la presión en el absorbedor. En esta dirección la generación de entropía alcanza 0.55kW/K a 400 kPa y una temperatura de 1 °C en el evaporador. Por otro lado, para el ECOP se puede observar un valor máximo de 0.095 a 340kPa y a temperatura en el evaporador de 5 °C. También en este aspecto, al incrementar la presión el ECOP decrece hasta 0.049 a una PA 400 kPa. Finalmente se puede indicar que mantener una temperatura en el evaporador de 5 °C brinda un mayor rendimiento por segunda ley, mientras la presión del absorbedor no exceda los 350 kPa.

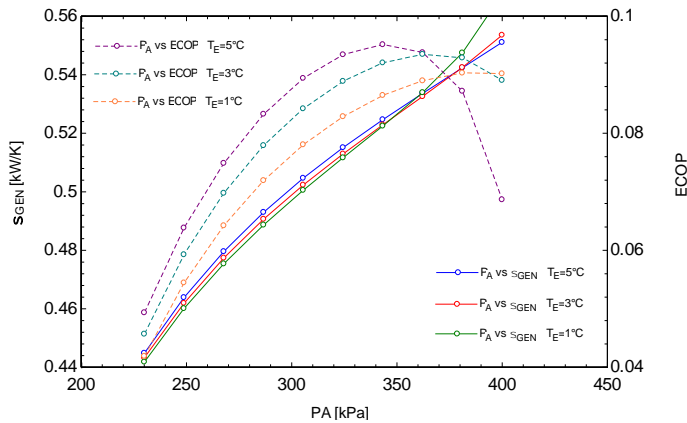


Figura 7. Generación de entropía y ECOP vs PA.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó la evaluación de la capacidad frigorífica y generación de entropía de un ciclo de refrigeración por absorción acoplado a un motor de combustión interna para la recuperación del calor residual de los gases de escape. Se puede concluir que para un motor Caterpillar de 1,000 kW se puede generar una capacidad frigorífica de 128.1 kW (36.41 Toneladas de refrigeración). Una unidad paquete de esta capacidad de refrigeración por comprensión de vapor consume una cantidad de energía eléctrica considerable por lo que la configuración propuesta en este trabajo presenta grandes ventajas. En esta dirección, la bomba del sistema de refrigeración por absorción solo consume 1.714 kW. Lo anterior demuestra que esta tecnología es capaz de producir frío para la climatización de espacios de una manera más amigable para el planeta. Finalmente, el análisis de generación de entropía mostro un total de irreversibilidades termodinámicas de 0.5324 kW/K y apunto al condensador como el componente con mayor oportunidad para la disminución de estas irreversibilidades.

6. REFERENCIAS

[1] Prof. S. B. S. Prof. R. R. R. S. A. K. Vijaykumar G Tile, "Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I.C. Engine Using Refrigeration Systems," *International Journal on Emerging Technologies*, pp. 1-4, Oct. 2016, [Online]. Available: www.researchtrend.net

[2] U. Çakir, K. Çomaklı, and F. Yüksel, "The role of cogeneration systems in sustainability of energy," in *Energy Conversion and Management*, Nov. 2012, pp. 196-202. doi: 10.1016/j.enconman.2012.01.041.

[3] T. Avanesian and M. Ameri, "Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr-H₂O absorption chillers," *Energy Build*, vol. 73, pp. 26-36, Apr. 2014, doi: 10.1016/j.enbuild.2014.01.013.

[4] G. Q. Shu, X. Wang, H. Tian, Y. C. Liang, Y. Liu, and P. Liu, "Analysis of an electricity-cooling cogeneration system for waste heat recovery of gaseous fuel engines," *Sci China Technol Sci*, vol. 58, no. 1, pp. 37-46, Jan. 2015, doi: 10.1007/s11431-014-5742-7.

[5] J. Wang and J. Wu, "Investigation of a mixed effect absorption chiller powered by jacket water and exhaust gas waste heat of internal combustion engine," *International Journal of Refrigeration*, vol. 50, pp. 193-206, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.11.001.

[6] Z. G. Sun, "Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system driven by gas engine," *Energy Build*, vol. 40, no. 2, pp. 126-130, Jan. 2007, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.01.013.

[7] R. M. Lazzarin, G. A. Longot, and P. C. Romagnoni, "A new hvac system based on cogeneration by an i.c. engine," 1996.

[8] S. Du, R. Z. Wang, and X. Chen, "Development and experimental study of an ammonia water absorption refrigeration prototype driven by diesel engine exhaust heat," *Energy*, vol. 130, pp. 420-432, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.05.006.

[9] A. da S. Marques, M. Carvalho, A. B. Lourenço, and C. A. C. dos Santos, "Energy, exergy, and exergoeconomic evaluations of a micro-trigeneration system," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 42, no. 6, Jun. 2020, doi: 10.1007/s40430-020-02399-y.

[10] I. T. De, J. De, and L. A. Vega González, "Análisis termodinámico de la cogeneración de un motor de combustión interna acoplado a sistemas de refrigeración por absorción."

[11] "Grupo Electrógeno de Gas Natural de 700 kW a 1.000 kW | G3512 | Cat | Caterpillar." Accessed: Apr. 09, 2025. [Online]. Available: https://www.cat.com/es_MX/products/new/power-systems/electric-power/gas-generator-sets/1000022760.html

[12] "EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software : Engineering Software." Accessed: May 10, 2025. [Online]. Available: <https://fchartsoftware.com/ees/>

[13] N. Asgari, R. Khoshbakhti Saray, and S. Mirasoumi, "Energy and exergy analyses of a novel seasonal CCHP system driven by a gas turbine integrated with a biomass gasification unit and a LiBr-water absorption chiller," *Energy Convers Manag*, vol. 220, p. 113096, Sep. 2020, doi: 10.1016/J.Enconman.2020.113096.

[14] V. M. Ambríz-Díaz, C. Rubio-Maya, E. Ruiz-Casanova, L. F. Villalón-López, and C. R. Ramírez-Ferreira, "Initial thermal design and energy performance of an absorption chiller powered by waste heat from a natural gas engine."