



ANÁLISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS A UN CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR USANDO HFC-134a

EXERGOECONOMIC OPERATION COST ANALYSIS TO THEORETICAL COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE OF HFC-134a

R. Lugo-Leyte¹, M. Salazar-Pereyra^{2*}, O. A. Ruíz-Ramírez², J. M. Zamora-Mata¹ y E. V. Torres-González²

¹Universidad Autónoma Metropolitana - Iztapalapa. Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. Av. San Rafael Atlixco No. 186, Col. Vicentina, 09340, Iztapalapa, México, D.F.

²Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec. División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial. Av. Tecnológico, Esq. Av. Hank González, Col. Valle de Anáhuac, 55210, Ecatepec, Estado de México, México.

Recibido 9 de Enero de 2012; Aceptado 20 de Septiembre de 2012

Resumen

Se realizó un análisis termodinámico y exergoeconómico a un sistema de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a. Se obtuvieron las propiedades de los estados termodinámicos del ciclo y se hizo un análisis paramétrico del coeficiente de operación, de la eficiencia exérgica, de la potencia suministrada al compresor y del flujo de refrigerante para una potencia frigorífica dada. Se generó la estructura productiva de los equipos del sistema, y a partir de ésta se realizó el análisis exergoeconómico, obteniéndose los recursos, los productos y las irreversibilidades de cada equipo, con base a éstos se evaluaron los costos de operaciones exérgicas y exergoeconómicas, variando la temperatura ambiente y la temperatura de refrigeración. Para la República Mexicana, la variación de la temperatura ambiente en promedio fue de 20 °C a 35 °C; por ejemplo, para este intervalo de temperaturas y para una presión atmosférica de 1 bar, una temperatura frigorífica de -5 °C y una potencia frigorífica de 5 TR, el coeficiente de operación del ciclo estuvo en un intervalo de 6.5 a 4, la eficiencia exérgica de 49 a 30 %, el costo de operación exérgica de 4.5 a 10 kW y el costo de operación exergoeconómico de 3.7 a 8.5 \$/h.

Palabras clave: costos de operación, exergoeconómico, eficiencia exérgica, coeficiente de operación, sistema de refrigeración.

Abstract

In this paper, a thermodynamic analysis and an exergoeconomic analysis were applied to vapor compression refrigeration cycle with refrigerant HFC-134a. The thermodynamics properties of the each state of the system were calculated and a parametric analysis of the coefficient of performance, the exergetic efficiency, the power input to the compressor and the mass flow rate of HFC-134a was performed for a given refrigeration capacity. The productive structure of the equipment of the system was generated; in addition, an exergoeconomics analysis was made. We obtained the resources, products and the irreversibilities of each equipment, the exergetic operation cost and the exergoeconomics operation cost in function of the environmental temperature and the refrigerated spaced temperature. For the Mexican Republic, the variation of the environmental temperature ranged between 20°C and 35°C in average. For this interval of temperatures and atmospheric pressure of 1 bar, refrigerated spaced temperature of -5°C and for a refrigeration capacity of 5 TR, the coefficient of performance of the refrigeration cycle was 6.5 to 4, the exergetic efficiency was 49 to 30%, the exergetic operation cost was 4.5 to 10 kW and the exergoeconomic operation cost was 3.7 to 8.5 \$/hr.

Keywords: operation cost, exergoeconomic, exergetic efficiency, coefficient performance, refrigeration system.

*Autor para la correspondencia. E-mail: msalazar@tese.edu.mx
Tel. 50 00 23 00 ext. 29

1 Introducción

Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor son los más utilizados en el sector industrial y doméstico, éstos se utilizan como refrigeradores y sistemas de aire acondicionado; además, de que los sistemas de refrigeración consumen aproximadamente del 30 al 50% del total del costo reflejado en los recibos de electricidad. Este porcentaje varía de acuerdo a la degradación de los componentes por el tiempo de uso. Por tal motivo, la investigación en este tipo de sistemas es de gran relevancia para el sector energético.

El funcionamiento del sistema de refrigeración depende de las características de operación y del tipo de fluido refrigerante, por ejemplo, el amoníaco, que fue el primer refrigerante utilizado en la historia de la refrigeración; los clorofluorocarbonados (CFC o Freones) causantes del calentamiento global y degradación de la capa de ozono; los hidrofluorocarbonados, (HFC) que afectan en menor proporción al deterioro del planeta y la tendencia a utilizar refrigerantes naturales como es el bióxido de carbono (CO₂), etc., Ahamed y col. (2011).

Los Freones R-12 y R-22 como refrigerantes fueron de los más utilizados en los sistemas de refrigeración, sin embargo, de acuerdo a los protocolos de Montreal y Kioto se establecieron políticas para sustituirlos por sustancias menos dañinas al medio ambiente, como son los HFCs. En este aspecto, el HFC-134a es el refrigerante que sustituye al freón, R-12 de uso comercial, debido a que presentan características termofísicas similares. De Rosi y col. (1993) realizan un estudio de estos refrigerantes y encuentran que la sustitución del R-12 por el HFC-134a, resulta aceptable, debido a que la variación del coeficiente de operación y la eficiencia exergética se ve afectada en menos del 2%; asimismo, un estudio similar es presentado por Lugo y col. (2001) y Salazar y col. (2009), obteniendo los mismos comportamientos.

El comportamiento y funcionamiento de un sistema de refrigeración depende en gran medida de la temperatura del refrigerante en el evaporador y en el condensador. Éstas se ven limitadas por las condiciones de diseño de la cámara frigorífica y de las condiciones ambientales, lo que se manifiesta en una variación del coeficiente de operación energético y de los costos de operación exergéticos, debido al cambio de las irreversibilidades, Ahamed y col. (2011), Tsatsaronis (2009). Con el análisis energético y exergético se cuantifica la transformación de la energía

y de la calidad de la energía, respectivamente, como los que presentan Dincer y Rosen (2007), Wang y col (2010). Sin embargo, con un análisis termoeconómico se evalúan los costos de operación exergéticos y los costos de operación exergoeconómicos, este análisis se basa en la evaluación de las eficiencias exergéticas de los equipos o sistemas térmicos, por medio de las irreversibilidades o de la exergía que se destruye durante los procesos, por consiguiente, en cada equipo se requiere de un modelo analítico y de una estructura productiva, Valero y col. (1986).

La aplicación del análisis exergoeconómico a los sistemas de refrigeración es mínima en comparación con los diagnósticos exergoeconómicos que se realizan a centrales de generación de potencia. Dincer y Rosen (2007), Valero y col. (1986) y Lozano y Valero (1993) establecen que la aplicación de la termoeconomía y la exergoeconomía dan mejores escenarios de predicción y optimización de los sistemas de energía, utilizando el uso sistemático de la segunda ley de la termodinámica a través del concepto de recursos-productos, como lo establece Valero. En el caso de la refrigeración y aire acondicionado, el objetivo es lograr una capacidad de enfriamiento dada.

Wall (1991), D'accadia y De Rossi (1998) realizan un análisis termoeconómico a sistemas de refrigeración que operan con R12 y R22 respectivamente, manteniendo las condiciones de operación fijas, tales como, la temperatura de los intercambiadores de calor y la potencia frigorífica, considerando como variables la eficiencia isoentrópica del compresor y la eficiencia del motor, en su ejemplo de aplicación se considera 0.7 y 0.75, respectivamente; asimismo, no se considera a los flujos de calor como recurso o producto.

En este trabajo se realiza un análisis paramétrico, que muestra las variaciones en la operación del sistema de refrigeración teórico y cuantifica los costos exergéticos de operación, y con base a los resultados se puede visualizar el aprovechamiento de los recursos energéticos, teniendo como base, la toma de decisiones relativas a la operación, evaluación y diagnóstico.

2 Metodología

El análisis exergoeconómico se aplica al sistema de refrigeración teórico por compresión mecánica de vapor usando HFC-134a. Se presenta la metodología de la teoría energética, exergética y exergoeconómica aplicada al ciclo de refrigeración

a condiciones de operación dadas, así como la estructura productiva. El análisis paramétrico del sistema muestra la cuantificación de las pérdidas exergéticas, eficiencia exergética, costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en los equipos y del sistema, en función de la variación de la temperatura ambiente y de refrigeración.

2.1 Termodinámica de la refrigeración por compresión de vapor

La Fig. 1 muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración, con base a éste se obtienen las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo, también los balances de energía y exergía y se genera la estructura productiva. El diagrama exergía-entalpía de la Fig. 2 muestra los estados y los procesos termodinámicos del ciclo de refrigeración: compresión, (3-4); rechazo de calor a presión constante, (4-5); estrangulación isoentálpica, (5-6); y la extracción de calor de la cámara frigorífica a presión constante, (6-3). También se observa que el estado de mayor contenido de energía y exergía es el estado 4, a la salida del compresor, debido al incremento de la temperatura y presión, sin embargo, los estados 6 y 3, tienen la misma temperatura pero diferente energía y exergía, esto se debe a que conforme el fluido se evapora a bajas temperaturas por efecto del calor latente, incrementa su energía y la irreversibilidad, Kotas, (1995); adicionalmente, las condiciones del estado muerto establecen el comportamiento de la exergía de flujo, en este caso, son mayores a las condiciones de operación en el evaporador, por consiguiente disminuye la exergía en el estado 3.

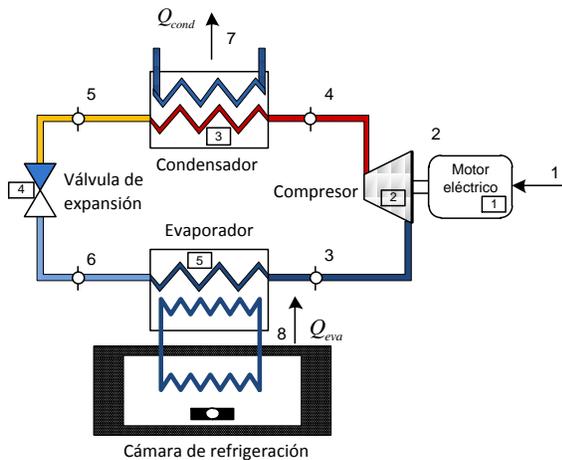


Fig. 1. Ciclo de refrigeración.

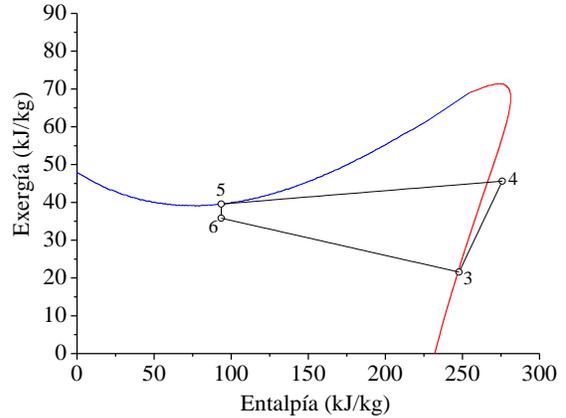


Fig. 2. Diagrama exergía - entalpía.

El coeficiente de operación del ciclo de refrigeración es la relación entre el calor retirado y el trabajo suministrado al compresor, con base a la Fig. 1 se tiene la siguiente expresión,

$$COP = \frac{h_3 - h_6}{h_4 - h_3} \quad (1)$$

El flujo de refrigerante para una potencia frigorífica dada se expresa de la siguiente manera,

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{fr}}{h_3 - h_6} \quad (2)$$

El flujo de exergía para cada uno de los estados termodinámicos del ciclo teórico es:

$$\dot{E}_i = \dot{m}_{ref} [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (3)$$

El flujo de exergía de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración son los siguientes:

Motor eléctrico $\dot{E}_1 = P_{ele} = \frac{\dot{m}_{ref} (h_4 - h_3)}{\eta_{mc} \eta_{ele}}$ (4)

Compresor $\dot{E}_2 = P_{ele} \eta_{ele} = \frac{\dot{m}_{ref} (h_4 - h_3)}{\eta_{mc}}$ (5)

Condensador $\dot{E}_7 = \dot{Q}_{con} (1 - T_0/T_4)$ (6)

Evaporador $\dot{E}_8 = \dot{Q}_{fr} (1 - T_0/T_{ref})$ (7)

La eficiencia exergética del ciclo de refrigeración es la relación entre el flujo de exergía del calor retirado en la cámara fría y el flujo de exergía a la entrada del motor eléctrico:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\dot{E}_8}{P_{ele}} \quad (8)$$

Los estados termodinámicos del ciclo de refrigeración, se obtienen para las siguientes condiciones de operación; temperatura de la cámara fría, $T_{fr} = -5^\circ\text{C}$ y en el condensador, $T_{cond} = 35^\circ\text{C}$; eficiencia isoentrópica del compresor, 85%.

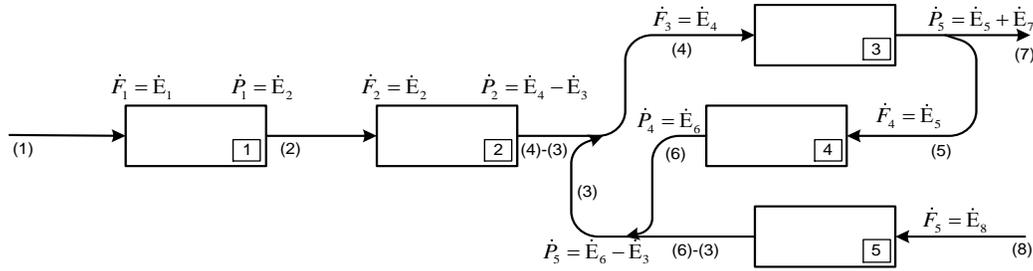


Fig. 3. Estructura productiva del sistema de refrigeración.

Tabla 1. Propiedades del ciclo de refrigeración y del estado muerto.

Estados	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	ε (kJ/kg)
0	20	1	272.317	1.09238	0
3	-5	2.433	247.719	0.93489	21.569
4	44.53	8.879	279.403	0.95017	48.775
5	35	8.879	100.948	0.37094	40.121
6	-5	2.433	100.948	0.38798	35.124

2.2 Costos exergéticos y costos exergoeconómicos

La estructura productiva del ciclo de refrigeración se presenta en la Fig. 3, en ésta se muestran los recursos y productos de cada equipo, para mantener una temperatura en la cámara fría y retirar una carga frigorífica dada. El principal recurso que se utiliza es la potencia eléctrica que se suministra al motor del compresor (1). En el condensador se tienen como producto dos flujos de exergía, el primero, es el recurso que continúa en el ciclo a través de la válvula de estrangulamiento, corriente (5) y la segunda es la corriente (7) que se considera como un residuo en forma de calor que se desecha al medio ambiente, ya que no contribuye a la producción del frío, en consecuencia, el flujo de exergía de la ecuación (6) se considera como una irreversibilidad, es decir, $\dot{E}_7 = \dot{R} = \dot{I}_R$. Para los demás equipos, la irreversibilidad se define como la diferencia entre el recurso y el producto, $\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$. Göran Wall (1998) no considera a \dot{E}_7 en su análisis termoeconómico, tampoco incluye al flujo de calor que se extrae de la cámara frigorífica

hacia el evaporador, porque lo considera como un recurso que no tiene costo, esto se ve reflejado en los resultados de su investigación, en la disminución de los costos exergéticos del condensador y en el incremento en los costos exergéticos del evaporador.

A partir de los balances exergéticos y exergoeconómicos a los equipos y corrientes del sistema, se obtienen las proposiciones para determinar los costos exergéticos y costos exergoeconómicos, éstos se muestran en la Tabla 2. También se muestra que los costos exergéticos y exergoeconómicos 5 y 7 tienen el mismo valor, debido a que el proceso de formación ha sido el mismo, el costo de la energía eléctrica por cada kW-h es de \$ 0.691 (0.000191389 \$/kJ) (Fuente: CFE), y el valor del costo unitario exergoeconómico del flujo de calor que absorbe el evaporador es igual a cero.

El costo exergético, \dot{E}^* , es el producto del costo exergético unitario y del flujo de exergía

$$\dot{E}^* = k^* \dot{E} \tag{9}$$

El costo exergoeconómico es el producto del costo exergoeconómico unitario y del flujo de exergía

$$\Pi = c \dot{E} \tag{10}$$

Al sustituir los valores correspondientes en las expresiones de la Tabla 2, se obtienen los costos exergéticos y costos exergoeconómicos para cada corriente, éstos se presentan en la Tabla 3.

El costo exergético unitario del recurso, k_F^* , es el costo unitario de los recursos de cada equipo; para el motor eléctrico $k_F^* = k_1^*$, para el compresor $k_F^* = k_2^*$, para el condensador $k_F^* = k_4^*$, para la válvula $k_F^* = k_5^*$ y para el evaporador $k_F^* = k_8^*$; de manera análoga se obtiene el costo exergoeconómico unitario del recurso.

Tabla 2. Balances de costos exergéticos y exergoeconómicos de los equipos.

Equipos	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico	$k_1^* = 1$	$c_1 = 0.000191389$
Motor eléctrico	$k_1^* \dot{E}_1 = k_2^* \dot{E}_2$	$c_1 \dot{E}_1 = c_2 \dot{E}_2$
Compresor	$k_2^* \dot{E}_2 = k_4^* \dot{E}_4 - k_3^* \dot{E}_3$	$c_2 \dot{E}_2 = c_4 \dot{E}_4 - c_3 \dot{E}_3$
Condensador	$k_4^* \dot{E}_4 = k_5^* \dot{E}_5 + k_7^* \dot{E}_7$	$c_4 \dot{E}_4 = c_5 \dot{E}_5 + c_7 \dot{E}_7$
—	$k_5^* = k_7^*$	$c_5 = c_7$
Válvula de estrangulamiento	$k_5^* \dot{E}_5 = k_6^* \dot{E}_6$	$c_5 \dot{E}_5 = c_6 \dot{E}_6$
Evaporador	$k_8^* \dot{E}_8 = k_6^* \dot{E}_6 - k_3^* \dot{E}_3$	$c_8 \dot{E}_8 = c_6 \dot{E}_6 - c_3 \dot{E}_3$
Entrada al evaporador	$k_8^* = 1$	$c_8 = 0$

Tabla 3. Costos exergéticos y exergoeconómicos de las corrientes.

Corrientes	\dot{E} (kW)	k^* (-)	\dot{E}^* (kW)	c (\$/kJ) $\times 10^4$	Π (\$/h)
1	4.3037	1	4.3037	1.9138	2.9652
2	3.7958	1.1337	4.3037	2.1699	2.9652
3	2.584	2.3675	6.117	9.2804	8.6331
4	5.8434	1.7834	10.421	5.513	11.5983
5	4.8065	1.6138	7.757	4.9891	8.6331
6	4.208	1.8434	7.757	5.6988	8.6331
7	1.6509	1.6138	2.664	4.9891	2.9652
8	1.6393	1	1.639	0	0

Tabla 4. Recursos, productos, residuos, irreversibilidades, eficiencia exergética y costos de operación exergéticos y costos de operación exergoeconómicos.

Equipos	\dot{F} (kW)	\dot{P} (kW)	\dot{R} (kW)	\dot{I} (kW)	η_ε (%)	k_F^* (-)	CO (kW)	Π_F (\$/h)	$c_F \times 10^4$ (\$/kJ)	COE (\$/h)
1	4.303	3.795	0	0.507	88.2	1	0.50783	2.9652	1.9138	0.3499
2	3.795	3.259	0	0.536	85.8	1.133	0.60823	2.9652	2.1699	0.4190
3	5.843	4.806	1.650	2.687	82.2	1.783	4.79359	11.5983	5.5135	5.3348
4	4.806	4.208	0	0.598	87.5	1.613	0.96600	8.6331	4.9891	1.0750
5	1.639	1.623	0	0.015	99.0	1	0.01532	0	0	0

El costo de operación exergético de cada equipo es el producto del costo unitario exergético del recurso y del flujo de las irreversibilidades

$$CO = k_F^* \dot{I} \quad (11)$$

El costo de operación exergoeconómico de cada equipo es el producto del costo unitario exergoeconómico del recurso y del flujo de las irreversibilidades

$$COE = c_F \dot{I} \quad (12)$$

En la Tabla 4 se presentan los resultados obtenidos con base a la estructura productiva de la Fig. 3, de los recursos, productos,

residuos, irreversibilidades, eficiencias exergéticas, costos de operación exergéticos y costos de operación exergoeconómicos para cada equipo del ciclo de refrigeración. El equipo que tiene el mayor costo de operación es el condensador, seguido por la válvula de estrangulamiento y el compresor. De acuerdo a la metodología exergoeconómica y la estructura productiva propuesta, las mayores irreversibilidades se tienen en el condensador, a diferencia de otros trabajos de investigación, ya que el flujo de calor que se desecha al medio ambiente se considera como una irreversibilidad, además de que la eficiencia mecánica y la eficiencia eléctrica del compresor son mayores a 0.9 a diferencia de lo reportado en la literatura de 0.77 a 0.80; y en algunos casos, la irreversibilidad

generada se le atribuye sólo a la eficiencia isoentrópica del compresor, como es el caso de RecepYumrutas, (2002). Por funcionamiento, el compresor genera un calor de recalentamiento, que en este trabajo también se le asocia, al funcionamiento del condensador, ya que éste es quién lo desecha al medio ambiente.

3 Resultados y discusión

Las Figs. 4 y 5 muestran que a medida que la temperatura ambiente aumenta, los costos de operación exergéticos y costos de operación exergoeconómicos de los equipos también se incrementan, la pendiente de los costos de la válvula es mayor cuando la temperatura ambiente es superior a los 25°C, debido a que la exergía de flujo se incrementa en la salida del condensador por el incremento de la temperatura ambiente y disminuye su exergía, al disminuir la calidad del vapor a la salida de la válvula. El equipo con mayores costos de operación es el condensador y los costos de operación menos significativos son los generados por el evaporador y el motor eléctrico. En el evaporador se tienen menos costos por la baja temperatura a la cual se opera y porque la carga térmica no tiene ningún costo en el proceso de enfriamiento. El proceso de estrangulación del refrigerante genera una pérdida económica que se refleja en el costo de operación, sin embargo, es un costo de operación inherente al ciclo de refrigeración, ya que es necesario para complementar el ciclo. Por ejemplo, para el condensador por cada 1°C que aumenta la temperatura ambiente, el costo de operación exergético se incrementa 0.3 kW y el costo de operación exergoeconómico aumenta en 0.23 \$/h; para el compresor y motor eléctrico el costo de operación exergético se incrementa 0.005 kW y el costo de operación exergoeconómico aumenta en 0.0023 \$/h; la válvula de estrangulamiento presenta un incremento de los costos de operación exergoeconómicos 0.02 \$/h para temperaturas inferiores a 30°C y aumenta en 0.04 \$/h para temperaturas mayores a 30°C, y los costos de operación exergéticos se tiene 0.05 kW y 0.07 kW, respectivamente.

La Fig. 6 muestra el comportamiento de los costos de operación exergéticos de los diferentes equipos a diferentes temperaturas de la cámara frigorífica. El condensador tiene los mayores costos de operación exergéticos, y muestra que disminuye 0.136 kW por

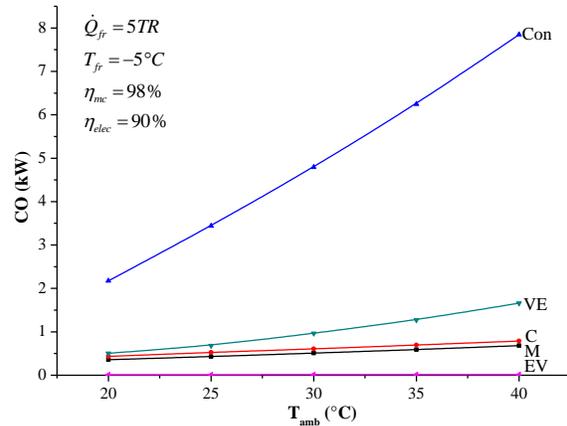


Fig. 4. Costos de operación exergéticos en función de la temperatura ambiente.

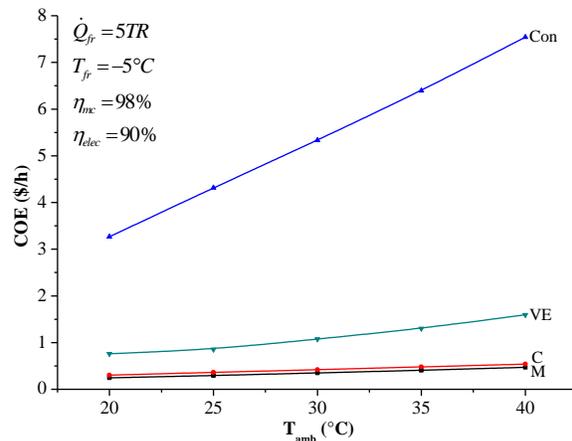


Fig. 5. Costos de operación exergoeconómicos en función de la temperatura ambiente.

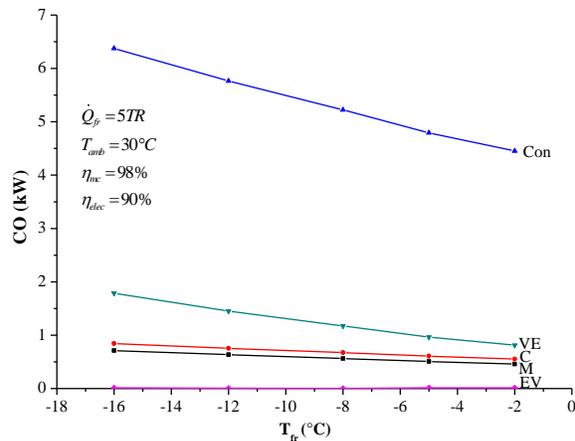


Fig. 6. Costos de operación exergéticos en función de la temperatura de la cámara fría.

cada 1°C que se incrementa. En la Fig. 7 se muestra un comportamiento similar en los costos de operación

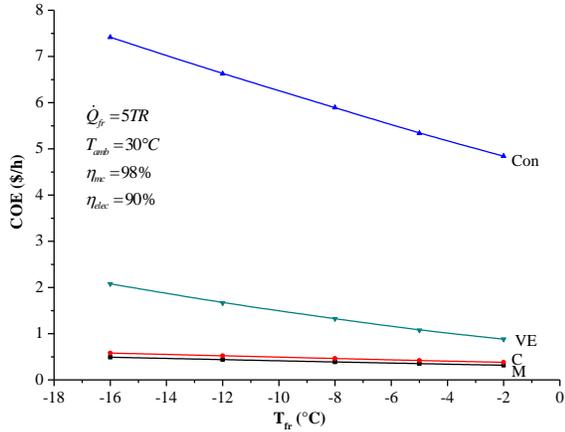


Fig. 7. Costos de operación exergoeconómicos en función de la temperatura frigorífica.

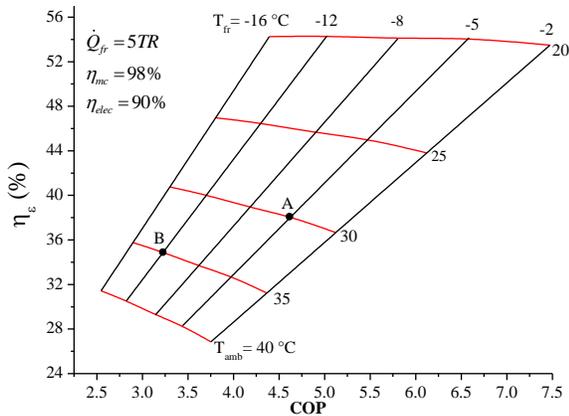


Fig. 8. Comportamiento energético y exergético del ciclo de refrigeración.

exergoeconómicos al variar T_{fr} , es decir, disminuye 0.186 \$/h al aumentar cada 1°C. El compresor y motor eléctrico no tienen una variación representativa, en el caso de la válvula de expansión los incrementos de los costos de operación exergéticos y los costos de operación exergoeconómicos son más significativos para temperaturas inferiores a -8°C, es decir, de 0.05 kW y 0.088 \$/h, respectivamente. Los CO y COE son más sensibles a la temperatura ambiente que a la temperatura frigorífica, como también se muestra en la Fig. 8.

La Fig. 8 muestra el comportamiento de la eficiencia exérgica y del coeficiente de operación exergoeconómico del ciclo de refrigeración en función de la T_{amb} y T_{fr} . Al aumentar la T_{amb} y mantener constante la T_{fr} , la eficiencia exérgica y el COP disminuyen. Al mantener constante la T_{amb} y disminuyendo la T_{fr} , la eficiencia exérgica aumenta considerablemente, pero el coeficiente de

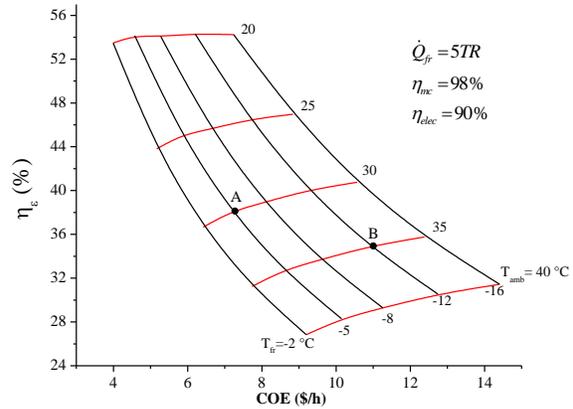


Fig. 9. Comportamiento exergético y exergoeconómico del ciclo de refrigeración.

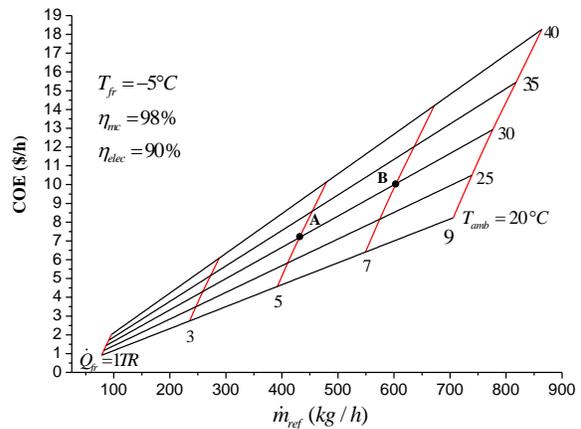


Fig. 10. Costo de operación exergoeconómico y flujo de refrigerante en función de la potencia frigorífica y de la temperatura ambiente.

operación disminuye, remarcando que, el efecto de la temperatura ambiente es mayor que la que ejerce la temperatura de la cámara fría. Por ejemplo, para las condiciones de operación del punto (A), se tiene una eficiencia exérgica del 38 % y un coeficiente de operación de 4.6; si las temperaturas T_{amb} y T_{fr} cambian a las del punto (B), la eficiencia exérgica disminuiría en un 4 % y el coeficiente de operación disminuiría a 3.2.

La Fig. 9 muestra el comportamiento de la eficiencia exérgica y del costo exergoeconómico del ciclo de refrigeración en función de la T_{amb} y T_{fr} . Los costos exergoeconómicos aumentan al incrementarse la temperatura ambiente y al disminuir la temperatura en la cámara fría. El mayor efecto sobre la eficiencia exérgica y los costos exergoeconómicos está en función de la temperatura ambiente. Por ejemplo, para las condiciones de operación del punto (A), el

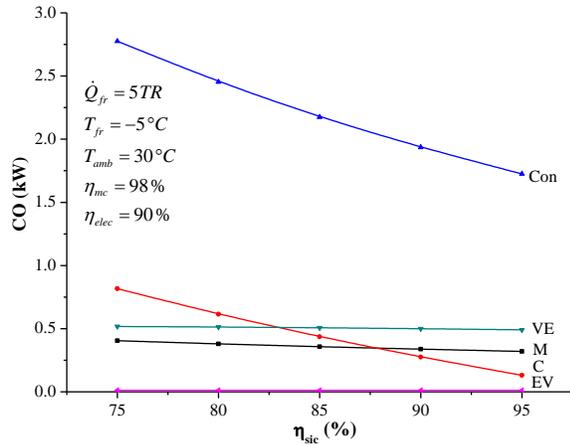


Fig. 11. Costos de operación exergéticos y eficiencia isoentrópica de compresión.

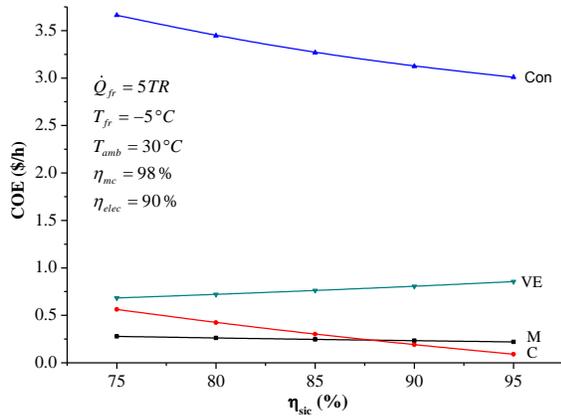


Fig. 12. Costos de operación exergéticos y eficiencia isoentrópica de compresión.

costo de operación exergoeconómico es de 7.17 \$/h; al incrementar la T_{amb} en 5°C y disminuir la T_{fr} a -12°C, punto (B), el costo de operación exergoeconómico se incrementa en 3.83 \$/h, al mantener una carga térmica constante.

La Fig. 10 muestra que el costo exergoeconómico y el flujo de refrigerante se incrementan al aumentar la temperatura ambiente manteniendo constante la carga térmica; asimismo, se incrementan al aumentar la carga térmica, manteniendo constante la temperatura frigorífica. Por ejemplo, considerando el punto de operación (A), si varía la temperatura ambiente 5°C, manteniendo la potencia frigorífica constante, los costos tienen una fluctuación de 2 \$/h y el incrementar la carga térmica en 2 TR se incrementa en 3 \$/h. También se muestra, que se debe de incrementar el flujo de refrigerante al aumentar la carga térmica y la temperatura ambiente. Con respecto al punto (A), al

incrementar 5 °C la temperatura ambiente, los costos de operación exergoeconómicos serían equivalentes a aumentar la carga térmica en una tonelada de refrigeración. Para condiciones de operación similares al punto (B) el incremento de la temperatura ambiente en 5 °C sería equivalente a incrementar la carga térmica en 1.66 toneladas de refrigeración.

Al considerar los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la eficiencia isoentrópica del compresor, en las Figs. 11 y 12 se muestra que ambos se incrementan al disminuir la η_{sic} . La disminución de la η_{sic} se debe principalmente al tiempo prolongado de funcionamiento del sistema de refrigeración, incrementando los costos no sólo en la operación del compresor, sino también a los del condensador, debido al incremento en la temperatura del fluido de trabajo en la descarga del compresor. Si la eficiencia isoentrópica del compresor varía en un 1% los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos se afectarían en 0.1 kW y 0.065 \$/h, respectivamente.

Conclusiones

El ciclo de refrigeración de compresión de vapor simple que opera con HFC-134a, presenta los costos de operación más significativos en el condensador. El segundo proceso en costos de operación es la válvula de estrangulamiento, que representa una pérdida inherente al ciclo. El compresor está en el mismo orden de magnitud en costos de operación que la válvula, sin embargo, se pueden disminuir al mejorar la eficiencia isoentrópica del compresor, ya que disminuiría los costos de operación del compresor y del condensador. Con base a las condiciones ambientales propuestas de la República Mexicana, los costos de operación exergoeconómicos están en el intervalo de 3.7 a 8.5 \$/h. Esta variación se debe principalmente al efecto de la temperatura ambiente.

Los costos de operación exergéticos y los costos de operación exergoeconómicos son más sensibles a la variación de la temperatura ambiente que al cambio de la temperatura frigorífica.

Al disminuir la eficiencia isoentrópica del compresor, el costo de operación exergoeconómico del refrigerador se incrementa hasta 1 \$/h para una carga térmica de 5 TR y una temperatura frigorífica de -5°C.

Se constató, que al aumentar la temperatura ambiente en 5°C, se incrementan los costos de operación exergoeconómicos equivalentes al

incremento de una tonelada de refrigeración para una temperatura frigorífica de -5°C .

Nomenclatura

c	costo exergoeconomico unitario, $\$ \text{kJ}^{-1}$
CO	costos de operación exergéticos, kW
COE	costos de operación exergoeconómicos, $\$ \text{h}^{-1}$
COP	coeficiente de operación
\dot{E}	flujo de exergía, kW
\dot{E}^*	costo exergético, kW
\dot{F}	flujo de exergía del recurso, kW
h	entalpía por unidad de masa, kJ kg^{-1}
\dot{I}	flujo de irreversibilidades, kW
k^*	costo exergético unitario
\dot{m}	flujo másico, kg s^{-1}
p	presión, kPa, bar
P	potencia, kW
\dot{P}	flujo de exergía del producto, kW
\dot{Q}	potencia frigorífica o carga térmica, kW
\dot{R}	flujo de exergía de los residuos, kW
s	entropía por unidad de masa, $\text{kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
T	temperatura, $^{\circ}\text{C}$, K

Letras griegas

ε	exergía de flujo, kJkg^{-1}
η	eficiencia, %
Π	costo exergoeconómico, $\$ \text{h}^{-1}$

Subíndice

0	estado muerto
amb	ambiente
ele	eléctrica
cond	condensador
fr	frigorífico
F	recurso
i	estados 1, 2, 3, ...
mc	mecánica
R	residuo
ref	refrigerante
sic	isoentrópica de compresión
ε	exergía

Referencias

- Ahamed, J.U., Saidur, R. y Masjuki, H.H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, 1593-1600.
- de Rossi, F., Mastrullo, R. y Mazzei, P. (1993). Exergetic and thermodynamic comparison of R12 and R134a as vapour compression refrigeration working fluids. *International Journal of Refrigeration* 16, 156-160.
- Dentice d'Accadia, M. y de Rossi, F. (1998). Thermoeconomic Analysis and Diagnosis of a Refrigeration Plant. *Energy Conversion Management* 39, 1223-1232.
- Dentice d'Accadia, M. y de Rossi, F. (1998). Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration* 21, 42-54.
- Dincer, I. y Rosen, M.A. (2007) *Exergy, Energy, environment and sustainable development*. Ed. Elsevier. USA.
- Kotas, T. J. (1995). *The exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Florida, USA.
- Lozano, M.A. y Valero, A. (1993), Theory of exergetic cost. *Energy* 18, 939-960.
- Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Toledo-Velázquez M. y Torres-Aldaco, A. (2001). *Análisis paramétrico y exergético a ciclos de refrigeración por compresión de vapor*. VI Congreso Internacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas IPN- ESIME. México.
- Morosuk, T. y Tsatsaronis, G. (2009). Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy* 34, 2248-2258.
- Salazar-Pereyra, M., Lugo-Leyte, R. y Méndez-Levielle, F. (2009). *Análisis de ciclos de refrigeración con una, dos y tres etapas de compresión utilizando HF-134a y una etapa con CO₂*. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, CIBIM9. Las Palmas, Gran Canarias, España.
- Valero, A., Muñoz, M. y Lozano, M. A. (1986). *A general theory of exergy saving I. On the exergetic cost*. Computer-Aided Engineering and Systems 3. Book No. H0341C.
- Valero, A., Muñoz, M. y Lozano, M. A. (1986). *A general theory of exergy saving II. On the thermodynamic cost*. Computer-Aided Engineering and Systems 3. Book No. H0341C.

- Wall, G. (1991). On the Optimization of Refrigeration Machinery. *International Journal of Refrigeration* 14, 336-340.
- Wang, K., Eisele, M., Hwang, Y. y Radermacher, R. (2010), Review of secondary loop refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 33, 212-234.
- Yumrutas, R. y Kunduz, M. (2002). Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems. *International Journal Exergía* 2, 2002.
- <http://www.cfe.gob.mx/casa/ConocerTarifa/Paginas/Conocetutarifa.aspx>.