

Exergoeconomic analysis of a compression refrigeration cycle considering the allocation cost of the residue formation process

Israel E. Hernández-Mora ^a, Raúl Lugo-Leyte ^a, Angélica E. Bonilla-Blancas ^c, Teresa López-Arenas ^b,
Martín Salazar-Pereyra ^d & Helen D. Lugo-Méndez ^b

^a Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana - Iztapalapa, Ciudad de México, México. iehm@xanum.uam.mx, lulr@xanum.uam.mx

^b Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana - Cuajimalpa, Ciudad de México, México. hlugo@correo.cua.uam.mx, mtlopez@correo.cua.uam.mx

^c Centro de Tecnología Avanzada, CIATEQ, Estado de México, México. angelica.bonilla@ciateq.mx

^d División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, Estado de México, México. msalazar@tese.edu.mx

Received: July 3rd, 2018. Received in revised form: January 15th, 2019. Accepted: January 28th, 2019.

Abstract

In this work, an exergoeconomic analysis is performed on a vapor compression refrigeration system using R134a. A productive structure is proposed and the exergetic and exergoeconomic costs balances are implemented with and without considering the components allocation costs of the residue formation process. A parametric analysis is carried out to evaluate the behavior of the exergetic and exergoeconomic operation costs, the coefficient of performance and the exergetic efficiency depending on the change in the ambient temperature, the refrigeration temperature, the adiabatic efficiency and the refrigeration capacity. The results show the system product costs (cooling effect) considering the residue costs is 56.8 % greater than the product cost obtained by discarding them. The parametric analysis shows that the exergetic and exergoeconomic operation costs are mainly affected by the change in the ambient temperature followed by the change in the refrigeration temperature.

Keywords: exergoeconomic analysis; residue cost; refrigeration system.

Análisis exergoeconómico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo

Resumen

En este trabajo se realiza un análisis exergoeconómico a un sistema de refrigeración por compresión de vapor con R134a. Se plantea la estructura productiva y se obtienen los modelos matemáticos de los costos exergeticos y exergoeconómicos con y sin imputación del costo del residuo a los equipos. Se hace un análisis paramétrico para evaluar los costos de operación exergeticos y exergoeconómicos, el coeficiente de operación y la eficiencia exergetica en función de la temperatura ambiente, la temperatura de refrigeración, la eficiencia de compresión isoentrópica y la potencia frigorífica. Los resultados muestran que al comparar los costos de operación del producto del sistema, considerando el análisis con imputación del costo del residuo, éstos aumentan 56.8 %; así mismo, los costos de operación se incrementan en mayor proporción con la temperatura ambiente que con la variación de la temperatura de refrigeración considerando como objetivo productivo la producción del frío.

Palabras clave: análisis exergoeconómico; costo del residuo; sistema de refrigeración.

1. Introducción

Actualmente, los sistemas de refrigeración domésticos e industriales son muy importantes, sobre todo en los procesos

de producción, almacenamiento y preservación, es decir, cuando se obtiene, se cultiva o se extrae el material o producto, o cuando éste es transportado a la planta, fábrica o almacén. Por lo tanto, para los sectores domésticos,

How to cite: Hernández-Mora, I.E., Lugo-Leyte, R., Bonilla-Blancas, A.E., López-Arenas, T., Salazar-Pereyra, M. and Lugo-Méndez, H.D., Análisis exergoeconómico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo. DYNA, 86(208), pp. 336-345, January - March, 2019

alimenticios, farmacéuticos y químicos, la refrigeración es imprescindible, debido a que, con el enfriamiento los productos se conservan y preservan en condiciones adecuadas durante más tiempo con relación al que perdurarían en condiciones ambientales normales.

Por tal motivo, el diseño y el desempeño correcto de estos sistemas es fundamental, para asegurar que la calidad del producto al momento de llegar al consumidor final sea la mejor. Por otra parte, una evaluación del desempeño de estos sistemas es importante para llevar a cabo acciones que permitan un mejor aprovechamiento de la energía, por lo tanto, es necesario usar metodologías que muestren los procesos en donde se localizan las pérdidas energéticas más representativas de los sistemas de refrigeración, y que afectan su correcto funcionamiento [10]

Una de estas metodologías es el análisis exergético, que comienza con un análisis energético, que permite detectar las posibles mejoras al sistema de refrigeración. Cuando un ciclo de refrigeración opera idealmente, la potencia consumida es mínima y el coeficiente de operación es el máximo, por tal motivo, la diferencia entre un ciclo de refrigeración real e ideal son las irreversibilidades generadas en sus procesos internos. Las irreversibilidades son inevitables y deben existir como una fuerza impulsora del proceso; sin embargo, se pueden disminuir a través de la mejora en los componentes del sistema. Para detectar las posibles mejoras, se debe identificar al componente que genera más irreversibilidades, y se debe analizar su desempeño para evitar la destrucción del trabajo útil [9]. Así mismo, con el análisis exergético se realizan las evaluaciones de las pérdidas por irreversibilidad, así como las eficiencias exergéticas asociadas a los procesos de estrangulación, evaporación, condensación y compresión [6].

Otra de estas metodologías es la exergoeconomía, que se basa en el análisis termodinámico e incluye la concepción de propósito y costos; además, tiene la finalidad de diagnosticar, mejorar, y optimizar los diseños y operación de los sistemas energéticos.

Mediante un análisis termodinámico (análisis energético y exergético) se cuantifica la transformación de la energía, y la calidad de ésta; con el análisis exergoeconómico se detectan las anomalías en el desempeño de los componentes de un sistema energético, y se cuantifican sus efectos en función del consumo adicional de recursos. Para este tipo de análisis, se mantienen constantes las especificaciones de los productos del sistema, y las condiciones ambientales, que no se pueden controlar, pero que afectan su desempeño [1,7,14,17].

Sin embargo, la mayoría de los análisis exergoeconómicos tradicionales dan énfasis al proceso de formación del producto, sin considerar el proceso de formación del residuo, es decir, en los procesos productivos, además de obtenerse productos, también se tienen corrientes de materia o energía que no son el objetivo principal del sistema, conocidas como residuos. Éstos se pueden usar en otros procesos o se desechan a los alrededores sin o causando daños a la instalación o los alrededores, es decir, se genera más entropía; además, si se requiere disminuirlos, se tienen que consumir más recursos para rebajar su potencial intensivo, enfriándolos, expandiéndolos, dispersándolos, entre otros [15]. Por lo tanto, en los balances de costos de cada componente, el costo de los residuos se debe imputar como recurso en los componentes del sistema que entran en su proceso de formación.

Misra *et al.* [11-13] han realizado algunas investigaciones sobre el análisis exergoeconómico a sistemas de refrigeración; entre éstas realizaron un análisis exergoeconómico a un sistema de refrigeración por absorción. La estructura productiva planteada de su sistema presenta tres residuos (calor desechado en el condensador, en el absorbedor y en otro intercambiador de calor del sistema), dos recursos totales del sistema (energía eléctrica suministrada en el calentador y el trabajo suministrado a la bomba) y un producto total del sistema (potencia frigorífica). En su estructura productiva se muestran los cuatro componentes del sistema que intervienen en la formación de los residuos (generador, intercambiador de calor, bomba y evaporador). Sus resultados muestran que, la corriente energética con los mayores costos del sistema es la potencia frigorífica. Además, encuentran que el evaporador es el componente del sistema que tiene la mayor contribución en la formación de los residuos. Sin embargo, los costos del producto total del sistema (potencia frigorífica) son menores 6.55 % y 5.29 %, respectivamente a los costos del recurso total (energía eléctrica suministrada en el calentador y trabajo suministrado a la bomba).

Farsi *et al.* [5] proponen una combinación de la refrigeración supercrítica de dióxido de carbono con un sistema de desalinización, también realizan un estudio exergoeconómico comparativo de este sistema combinado y dos modificaciones diferentes. Sin embargo, no presentan estructuras productivas de estos sistemas y no consideran el proceso de formación del residuo. Por otra parte, Wall, [18] realiza un análisis exergoeconómico a una bomba de calor, pero no presenta una estructura productiva del sistema, y tampoco considera el proceso de formación del residuo. Sus resultados muestran que el mayor costo de operación del sistema corresponde al evaporador. Además, encuentra que, para un incremento del costo de la electricidad, los costos de operación de los componentes del sistema también aumentan.

d'Accadia *et al.* [4] efectúan un análisis exergoeconómico a una planta de refrigeración con un condensador que incluye una torre de enfriamiento. En su estudio plantean la estructura productiva de este sistema, y describen el proceso de formación del residuo (calor desechado a los alrededores), y encuentran que el evaporador es el componente del sistema que más contribuye en la formación del residuo, con 94.4 %; y la corriente energética con el mayor costo corresponde a la potencia frigorífica.

Por tal motivo, en este trabajo se realiza un análisis exergoeconómico a un sistema teórico de refrigeración por compresión de vapor, que utiliza R134a como fluido refrigerante, con la finalidad de determinar los costos de operación total y de los componentes del sistema bajo dos consideraciones, con y sin imputación del costo del residuo a los componentes del sistema de refrigeración considerando como objetivo productivo la producción del frío.

Además, se hace un análisis paramétrico, en donde se considera la imputación del costo del residuo a los equipos, y también se analizan los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la temperatura ambiente, la temperatura de refrigeración, la eficiencia de compresión isoentrópica y de la potencia frigorífica.

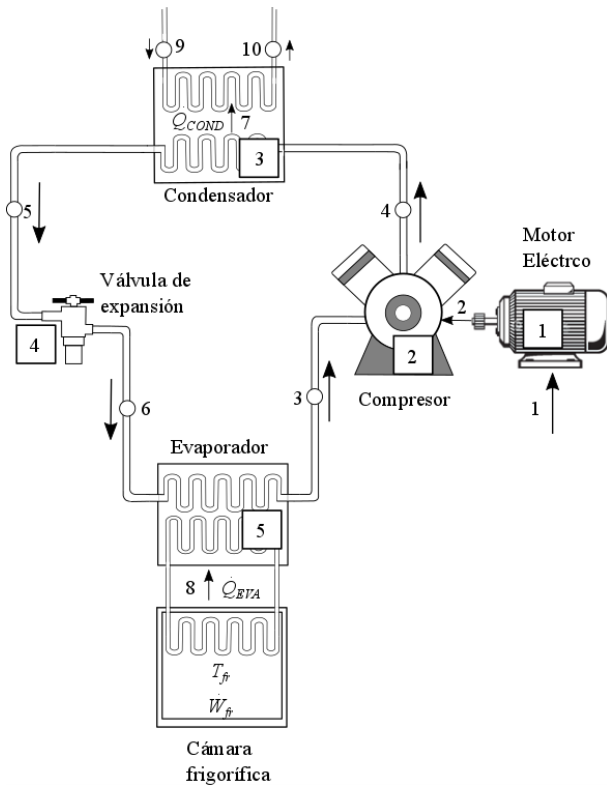


Figura 1. Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración.
Fuente: Elaboración de los autores.

2. Metodología

2.1. Caso de estudio

La Fig. 1 muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que utiliza R134a como fluido de trabajo. Con base en este diagrama, se obtienen las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo, así como los balances energéticos y exergéticos.

La Fig. 2 muestra el diagrama $h-s$ del ciclo de refrigeración. De acuerdo al objetivo productivo del sistema, se muestra que el proceso (6-3), es un proceso de evaporación, en donde el refrigerante entra al evaporador como vapor húmedo y sale como vapor saturado seco. En el proceso de compresión (3-4), se incrementa la presión, la temperatura y la exergía; sin embargo, también se generan irreversibilidades. Posteriormente, el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado (proceso 4-5). Finalmente, en la válvula de expansión (proceso 5-6), el refrigerante se estrangula desde la presión P_5 hasta la presión P_6 , cerrando así, el ciclo de refrigeración.

2.2. Análisis termodinámico del proceso de refrigeración

En el análisis energético y exergético, los principales parámetros que se consideran para evaluar el desempeño del refrigerador son el coeficiente de operación, las eficiencias exergéticas y las irreversibilidades.

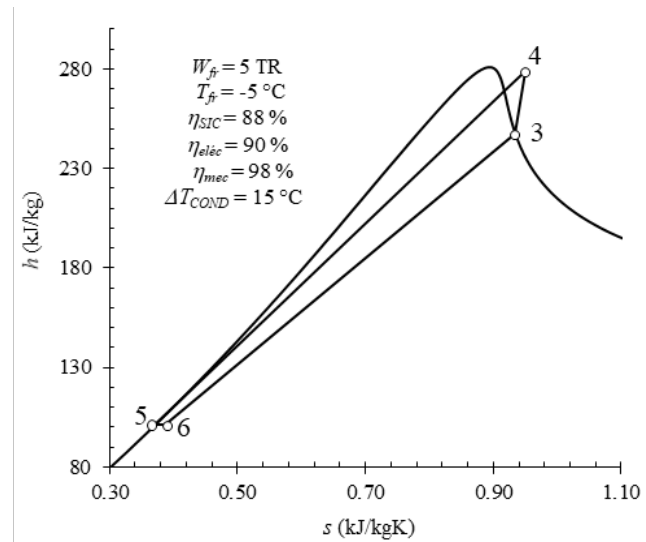


Figura 2. Diagrama $h-s$ del ciclo de refrigeración.
Fuente: Elaboración de los autores.

2.2.1. Coeficiente de operación del refrigerador

El coeficiente de operación del refrigerador es la relación entre la potencia frigorífica y la potencia suministrada al compresor y se expresa de la siguiente manera:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{m}_{R134a}(h_3 - h_6)\eta_{mec}}{\dot{m}_{R134a}(h_4 - h_3)} \quad (1)$$

2.2.2. Flujos de exergía, irreversibilidades y eficiencias exergéticas

Para obtener el flujo de exergía física de cada estado del ciclo de refrigeración (3, 4, 5 y 6), se utiliza la siguiente expresión:

$$\dot{E}_i = \dot{m}_{R134a}\varepsilon_i = \dot{m}_{R134a}[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (2)$$

Por otra parte, para determinar los flujos de exergía, potencias, flujos de calor, irreversibilidades y las eficiencias exergéticas de los componentes del sistema de refrigeración (corrientes energéticas 1, 2, 7 y 8), se hace un balance de exergía en cada uno de los componentes del sistema.

-Motor eléctrico (ME)

El flujo de exergía de la corriente que entra al motor eléctrico, corriente 1, es la relación entre la potencia eléctrica suministrada al sistema de refrigeración y el producto de las eficiencias mecánica y eléctrica:

$$\dot{E}_1 = \frac{\dot{m}_{R134a}(h_4 - h_3)}{\eta_{mec}\eta_{eléc}} \quad (3)$$

-Compresor (C)

El flujo de exergía de la corriente 2, alimenta al compresor del sistema de refrigeración y es igual a la potencia mecánica suministrada al compresor, y se puede escribir de la siguiente manera:

$$\dot{E}_2 = \dot{W}_C = \frac{\dot{m}_{R134a}(h_4 - h_3)}{\eta_{mec}} \quad (4)$$

El flujo de irreversibilidad del compresor es la diferencia entre la potencia suministrada al compresor y el incremento del flujo de exergía del refrigerante en el compresor:

$$\dot{I}_C = \dot{W}_C - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3) \quad (5)$$

La eficiencia exergética del compresor es la relación entre el incremento del flujo de exergía y la potencia suministrada al compresor:

$$\eta_{exe,C} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{W}_C} \quad (6)$$

-Condensador (COND)

El flujo de exergía de la corriente retirada en el condensador, corriente 7, corresponde al flujo de exergía relacionado al calor que se desecha en el condensador, y que a su vez, es la energía que adquiere la corriente de agua (proceso 9-10). A diferencia de otros artículos [5, 8, 11, 12, 13 y 15], en este trabajo, el flujo de exergía se calcula como el producto del flujo del calor desechado \dot{E}_7 y el factor de Gouy-Stodola, en donde la temperatura del depósito térmico de alta temperatura, es la temperatura termodinámica promedio, que es la relación entre el cambio de entalpías y el cambio de entropías en el proceso de condensación y desrecalentamiento [16]. Se toma esta temperatura termodinámica promedio porque, como se muestra en los resultados de este trabajo, sí afecta a los costos de operación.

$$\dot{E}_7 = \dot{Q}_{COND} = \left(1 - \frac{T_0}{\frac{h_4 - h_5}{s_4 - s_5}}\right) \quad (7)$$

El flujo de exergía de la corriente 10, es el residuo total del sistema desechado a los alrededores y se calcula de la siguiente manera.

$$\dot{E}_{10} = \dot{m}_{R134a}\epsilon_{10} \quad (8)$$

El flujo de irreversibilidad del condensador se determina con la diferencia entre el cambio del flujo de exergía física del refrigerante a su paso por el condensador y el flujo de exergía del calor desechado a los alrededores. El calor desechado a los alrededores es el residuo del sistema de refrigeración, y se expresa como sigue:

$$\dot{I}_{COND} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - \dot{E}_{10} \quad (9)$$

Por otra parte, se renombra a la eficiencia exergética del condensador como la relación entre la exergía del residuo del condensador con respecto a su recurso.

$$\eta_{exe,COND} = \frac{\dot{E}_{10}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \quad (10)$$

-Válvula de expansión (VE)

El flujo de irreversibilidad en la válvula de expansión está definido por el incremento de entropía en el proceso de estrangulamiento:

$$\dot{I}_{VE} = \dot{m}_{R134a}T_0(s_5 - s_6) \quad (11)$$

La eficiencia exergética de la válvula de expansión en función de las corrientes exergéticas a la entrada y salida de este equipo, se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{exe,VE} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5} \quad (12)$$

-Evaporador (EVA)

El flujo de exergía de la corriente que entra al evaporador, corriente 8, se define como el producto del flujo de calor suministrado al evaporador y el factor de Gouy-Stodola:

$$\dot{E}_8 = \dot{Q}_{EVA} \left(1 - \frac{T_0}{T_{fr}}\right) \quad (13)$$

El flujo de irreversibilidad en el evaporador es la diferencia entre el flujo de exergía, debido al calor que se le suministra, y el cambio del flujo de exergía en dicho equipo. Este flujo de irreversibilidad se escribe de la siguiente manera:

$$\dot{I}_{EVA} = \dot{Q}_{EVA} \left(1 - \frac{T_0}{T_{fr}}\right) - (\dot{E}_6 - \dot{E}_3) \quad (14)$$

La eficiencia exergética del evaporador, es la relación entre el incremento del flujo de exergía en el evaporador y el flujo de exergía suministrado:

$$\eta_{exe,EVA} = 1 - \frac{\dot{I}_{EVA}}{\dot{Q}_{EVA} \left(1 - \frac{T_0}{T_{fr}}\right)} \quad (15)$$

-Eficiencia exergética del ciclo de refrigeración

La eficiencia exergética del ciclo de refrigeración es la relación entre el flujo de exergía debido al flujo de calor absorbido por el evaporador (efecto deseado) y la potencia eléctrica suministrada al motor eléctrico del sistema de refrigeración:

$$\eta_{exe,CR} = \frac{\dot{E}_8}{\dot{E}_1} \quad (16)$$

-Flujos máscicos del sistema de refrigeración

El flujo máscico del refrigerante R134a y de la corriente de agua, se calculan de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{R134a} = \frac{\dot{W}_{fr}}{h_3 - h_6} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{E}_7}{h_{10} - h_9} \quad (18)$$

2.3. Análisis exergoeconómico

Para realizar el análisis exergoeconómico, se necesita plantear una estructura productiva del sistema energético, que defina su objetivo productivo, y el modelo analítico con base en la estructura. En la estructura productiva para cada componente del sistema, las corrientes de entrada representan los recursos, y las corrientes de salida son los productos. Por otra parte, el modelo analítico del sistema se obtiene a partir de un balance de costos exergéticos y un balance de costos exergoeconómicos en cada componente, basados en las proposiciones Recurso-Producto de la teoría de costos.

2.3.1. Estructura productiva

La Fig. 3 muestra la estructura productiva propuesta para el caso de estudio. Esta estructura se plantea para que se pueda identificar qué corriente representa el recurso, el producto y el residuo total del sistema. También se muestra que, la corriente 8 es el objetivo productivo del sistema, esta corriente se muestra como una salida del sistema y corresponde al flujo de exergía debido al flujo de calor transferido al evaporador, que genera el efecto frigorífico en la cámara frigorífica, es decir, se considera la producción del frío como el objetivo productivo total del sistema. Así mismo, se muestra que el recurso principal del sistema es la potencia eléctrica suministrada al motor eléctrico del compresor, corriente 1; a su vez, el objetivo productivo del motor eléctrico es proporcionar la potencia mecánica al compresor, corriente 2, para que éste incremente la exergía de la corriente 3. Por otra parte, la corriente 10 representa el residuo total del sistema, que está relacionada al flujo de exergía debido al flujo de calor desechado en el condensador; además, este equipo proporciona el recurso a la válvula de expansión, cuyo objetivo productivo es la producción de la corriente 6.

En 2013, Lugo *et al.* [8] proponen una estructura productiva de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, cuyo objetivo productivo del sistema no es el efecto frigorífico, ya que la corriente 8, que representa el efecto frigorífico, se plantea como un recurso de entrada al sistema de refrigeración, y asignan un valor fijo al costo exergético de la corriente 8 igual a su flujo de exergía; además, asignan un valor de cero al costo exergoeconómico de esta misma

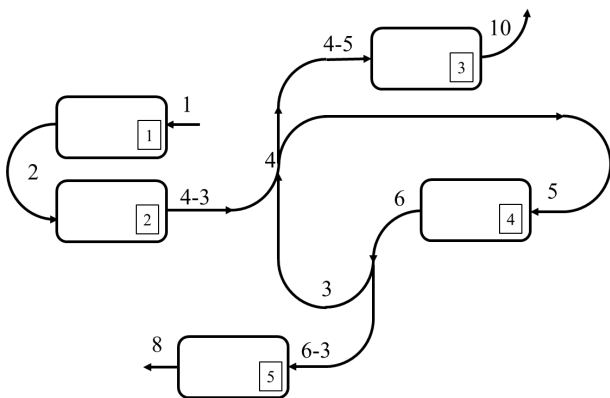


Figura 3. Estructura productiva del caso de estudio. Fuente: Elaboración de los autores.

corriente; sin embargo, de acuerdo al propósito de esta bomba térmica, la corriente 8 se debe considerar como el principal objetivo productivo total de cualquier sistema de refrigeración.

2.3.2. Costos exergéticos y exergoeconómicos

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

$$E^* = k^* \dot{E} \tag{19}$$

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

$$\pi = c \dot{E} \tag{20}$$

En este trabajo se considera que el costo de la energía eléctrica sea de 0.1334 dólares por kWh, ó 0.00003705 \$/kJ. De acuerdo al rango de la potencia frigorífica que se utiliza en este trabajo, el precio de la energía es la tarifa comercial que reporta la Comisión Federal de Electricidad de México (CFE) [3].

Los modelos matemáticos que se presentan en la Tabla 1, se obtienen de los balances exergéticos y exergoeconómicos a partir de las proposiciones Recurso-Producto, que se realizan a la estructura productiva del sistema de refrigeración.

En este trabajo, el estudio exergoeconómico se realiza con y sin imputación del costo del residuo, o costo del calor desechado por el condensador, a los equipos del sistema que intervienen en el proceso de formación de este residuo. También, es importante identificar que, el condensador es un equipo disipativo, es decir, no tiene un producto útil definido; sin embargo, desde un punto de vista operacional, su objetivo es disipar calor. La Fig. 3 también muestra que, los recursos y productos de los componentes del sistema de refrigeración interactúan directamente en la formación del producto final (potencia frigorífica); no obstante, para el condensador, el producto es el flujo de exergía debido al flujo de calor disipado a los alrededores y éste es una corriente que abandona el sistema en forma de residuo.

Tabla 1. Balance de costos exergéticos y exergoeconómicos del caso de estudio.

Equipo	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
ME	$E_1^* = \dot{E}_1$ $E_1^* = E_2^*$	$\pi_1 = c_1 \dot{E}_1$ $\pi_1 = \pi_1$
C	$E_2^* + \alpha_c E_{10}^* = E_4^* - E_3^*$	$\pi_2 + \alpha_c \pi_{10} = \pi_4 - \pi_3$
COND	$E_4^* - E_5^* = E_{10}^*$	$\pi_4 - \pi_5 = \pi_{10}$
VE	$E_5^* + \alpha_{VE} E_{10}^* = E_6^*$	$\pi_5 + \alpha_{VE} \pi_{10} = \pi_6$
EVA	$E_6^* - E_3^* + \alpha_{EVA} E_{10}^* = E_8^*$	$\pi_6 - \pi_3 + \alpha_{EVA} \pi_{10} = \pi_8$
Nodos	$\frac{E_4^*}{\dot{E}_4} = \frac{E_5^*}{\dot{E}_5}$ $\frac{E_4^*}{\dot{E}_4} = \frac{E_6^*}{\dot{E}_6}$ $\frac{E_3^*}{\dot{E}_3} = \frac{E_6^*}{\dot{E}_6}$ $\frac{E_3^*}{\dot{E}_3} = \frac{E_8^*}{\dot{E}_8}$	$\frac{\pi_4}{\dot{E}_4} = \frac{\pi_5}{\dot{E}_5}$ $\frac{\pi_4}{\dot{E}_4} = \frac{\pi_6}{\dot{E}_6}$ $\frac{\pi_3}{\dot{E}_3} = \frac{\pi_6}{\dot{E}_6}$ $\frac{\pi_3}{\dot{E}_3} = \frac{\pi_8}{\dot{E}_8}$

Fuente: Elaboración de los autores.

En cualquier sistema existen flujos de corrientes exergéticas no deseados, pero que son necesarios para obtener los productos generales en los sistemas térmicos [1]. En este caso, la corriente residuo es la corriente 10, que se muestra en las Figs. 1 y 3; esta corriente es necesaria para obtener el producto final del sistema, y su producción se debe imputar a los demás equipos.

La Figura 2 muestra que, en el condensador, la entropía disminuye, proceso de 4 a 5, indicando que la función del condensador es recuperar al sistema de refrigeración de los incrementos de entropía de los demás equipos. Por lo tanto, el criterio considerado en este trabajo sobre la imputación del costo del residuo, se define en función de los incrementos de entropía de los equipos del sistema de refrigeración, con respecto al cambio de entropía provocado en el condensador, de tal manera que, los coeficientes de imputación propuestos, α , para el compresor, la válvula de expansión, y el evaporador sean:

$$\alpha_C = \frac{S_4 - S_3}{S_4 - S_5} \quad (21)$$

$$\alpha_{VE} = \frac{S_6 - S_5}{S_4 - S_5} \quad (22)$$

$$\alpha_{EVA} = \frac{S_3 - S_6}{S_4 - S_5} \quad (23)$$

Cada coeficiente α representa la proporción de entropía generada en cada equipo con respecto a la generada por el condensador y se tiene que:

$$\alpha_C + \alpha_{VE} + \alpha_{EVA} = 1 \quad (24)$$

Cuando se realiza el estudio sin la imputación del costo por la formación de residuo a los equipos del sistema, los valores de los coeficientes α toman el valor de cero.

2.3.3. Costos de operación exergéticos y exergoeconómicos

El costo de operación exergético (COE) de cada equipo, es su costo de destrucción de exergía, y es el producto del costo exergético unitario de su recurso y su flujo de irreversibilidad:

$$COE = k_F^* \dot{I} \quad (25)$$

El costo de operación exergoeconómico ($COEE$) de cada equipo es el producto del costo exergoeconómico unitario de su recurso y su flujo de irreversibilidad:

$$COEE = c_F \dot{I} \quad (26)$$

En este trabajo, los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos del sistema de refrigeración se evalúan dependiendo del nivel de agregación del sistema, en este caso es la suma de los COE 's y $COEE$'s de cada equipo.

3. Resultados y discusión

En la Tabla 2 se presentan las propiedades de los estados termodinámicos del sistema de refrigeración por compresión

Tabla 2.
Propiedades del ciclo de refrigeración y del estado muerto.

Estados	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg K))	ϵ (kJ/kg)	x (-)
0	20	100	272.16	1.0917	0	vsc
3	-5	243.3	247.51	0.9344	21.479	1
4	44.38	886.9	279.14	0.9494	48.698	vsc
5	35	886.9	100.86	0.3714	39.877	0
6	-5	243.3	100.86	0.3875	35.151	0.2752

Fuente: Elaboración de los autores.

de vapor, considerando una potencia frigorífica de 5 TR, una temperatura de refrigeración de -5 °C, una eficiencia de compresión isoentrópica de 88 % y un estado muerto de 20 °C y 100 kPa. El estado con mayor exergía es el estado 4, a la salida del compresor, esto se debe a que tiene la mayor temperatura y presión del sistema de refrigeración.

En el condensador, los resultados del análisis exergoeconómico muestran que, al considerar la temperatura media termodinámica en el cálculo de la exergía en el proceso de condensación, ec. (7), establece una diferencia en los costos de operación exergético y exergoeconómico totales del sistema de 14.75 % y 17.64 %, respectivamente, con respecto al realizarlo con la temperatura a la entrada del mismo equipo, T_4 .

Las Figs. 4 y 5 muestran los costos exergéticos y exergoeconómicos de las principales corrientes que se muestran en la estructura productiva del sistema de refrigeración, con y sin imputación del costo del residuo. Los costos exergéticos y exergoeconómicos de las corrientes 1 y 2 son iguales, debido a que son los costos exergéticos del recurso y producto del motor. La corriente de descarga del compresor, corriente 4, tiene los mayores costos exergéticos y exergoeconómicos, debido a que tiene el mayor flujo de exergía del sistema y las mayores irreversibilidades acumuladas en su proceso de obtención. La corriente 10 es el residuo del sistema de refrigeración, ésta tiene los menores costos exergéticos y exergoeconómicos, debido principalmente a que el flujo exergético provocado por el calor desechado por el condensador, es bajo.

Por otra parte, se comparan los resultados de los costos exergéticos y exergoeconómicos con y sin imputación del costo del residuo en los equipos. Para los costos exergéticos y exergoeconómicos de la corriente 4, al considerar la imputación del costo del residuo en los equipos, se tiene un incremento de 1.6 % de este costo con respecto al caso sin imputación del costo del residuo. Para el análisis con imputación, los costos exergéticos y exergoeconómicos de la potencia frigorífica, corriente 8, son mayores con relación al sistema sin imputación 56.8 %, es decir, como objetivo productivo del sistema también asume el costo de las irreversibilidades internas. La importancia de realizar un análisis exergoeconómico considerando la imputación del costo del residuo a los demás equipos, recae en que si se realiza esta consideración, se tiene que el costo del producto (potencia frigorífica), corriente 8, es igual al costo del recurso (potencia eléctrica suministrada al motor), corriente 1, de tal manera que se cumple la proposición 1 de la teoría de costos [15]; sin embargo, para el análisis sin considerar la imputación, no se cumple con esta proposición, ya que el costo de la corriente 1, es igual a la suma de la corriente 10 y 8.

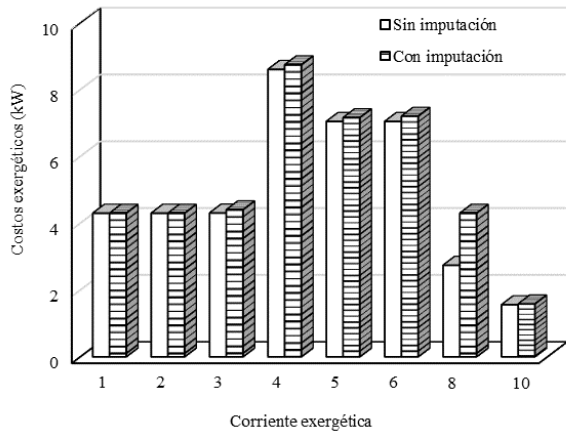


Figura 4. Costos exergéticos de las corrientes exergéticas.
Fuente: Elaboración de los autores.

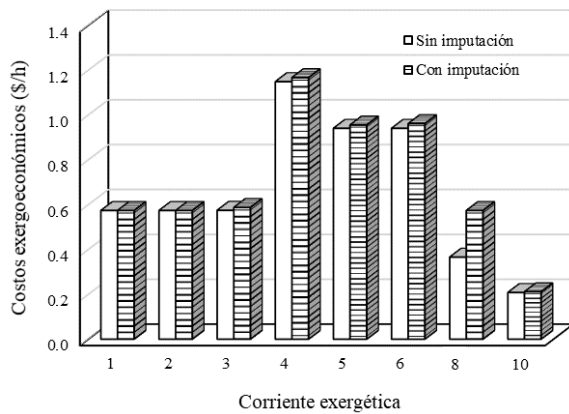


Figura 5. Costos exergoeconómicos de las corrientes.
Fuente: Elaboración de los autores.

La imputación del residuo y la asignación del objetivo productivo como la producción del frío hace la diferencia entre los resultados que presenta Misra *et al.* y d'Accadia *et al.* [4,11-13] con respecto a los que se obtienen en este trabajo.

La Fig. 6 muestra que los mayores costos de operación se tienen en el condensador, lo contrario sucede en el evaporador. Aunque, los costos exergéticos unitarios son mayores en el evaporador, sus irreversibilidades son las de menor magnitud, mientras que las mayores irreversibilidades se encuentran en el condensador. La misma figura también muestra el incremento de los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos de los equipos del sistema de refrigeración al aumentar la temperatura ambiente; por ejemplo, para diferencias en la T_{amb} de 10 a 20 °C, esto hace que en el condensador se incrementen los costos exergéticos y exergoeconómicos, 1.075 kW y 0.1446 \$/h, respectivamente; en el compresor es de 0.1613 kW y 0.0215 \$/h y para la válvula de expansión, el COE y $COEE$ aumentan 0.4203 kW y 0.0399 \$/h. Sin embargo, en la válvula de expansión en el intervalo de 40 a 50 °C, los COE 's y en los $COEE$'s, incrementan su valor a 1.9124 kW y 0.1684 \$/h, respectivamente. En el evaporador los cambios en ambos costos de operación son mínimos por efecto de la variación de la temperatura ambiente.

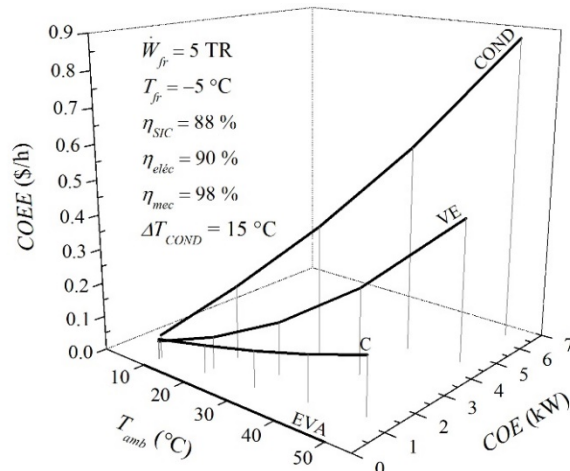


Figura 6. Costos de operación exergéticos y costos de operación exergoeconómicos en función de la temperatura ambiente.
Fuente: Elaboración de los autores.

La Fig. 7 muestra que, al disminuir la temperatura de la cámara fría, con una temperatura ambiente de 30 °C, los costos de operación son más significativos en la válvula de expansión debido al incremento del tirante térmico entre el condensador y el evaporador. Así mismo, los costos de operación también se incrementan en el compresor y el condensador, debido al mayor suministro de potencia; sin embargo, también son atenuados por el incremento del efecto frigorífico. Al analizar los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos de las Figs. 6 y 7, se muestra que la temperatura ambiente ejerce un mayor efecto en el sistema de refrigeración, debido a que, al incrementarse el rechazo de calor se realiza de forma más ineficiente y también se acorta el efecto refrigerante por la estrangulación. Para evitar los incrementos de los costos de operación por la variación de la temperatura frigorífica y ambiente, se puede considerar la compresión por etapas o incluir un intercambiador de calor intermedio, con el propósito de reducir el rango de operación de la válvula de expansión y aumentar el efecto frigorífico.

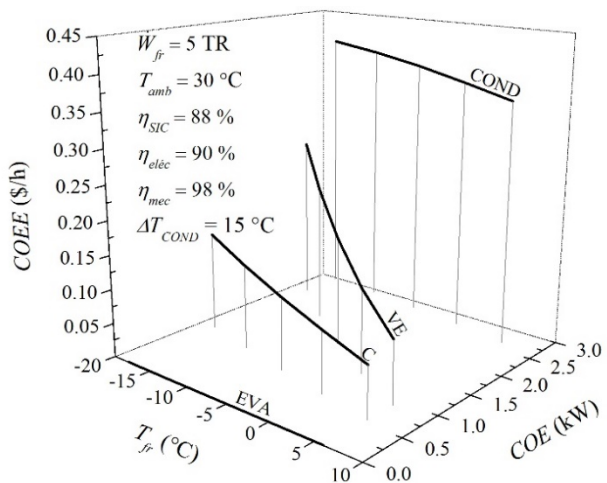


Figura 7. Costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la temperatura frigorífica.
Fuente: Elaboración de los autores.

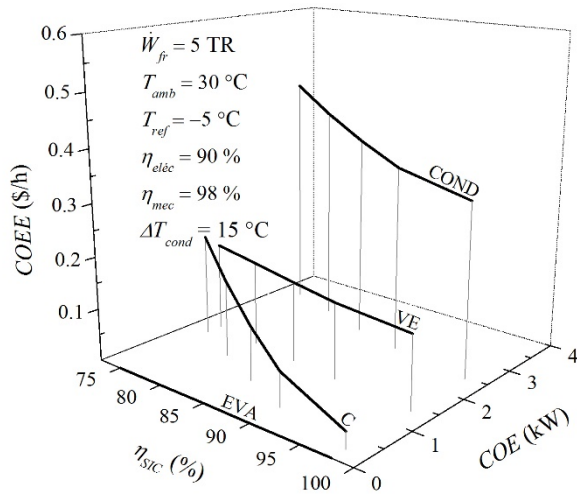


Figura 8. Costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la eficiencia de compresión isoentrópica.
Fuente: Elaboración de los autores.

Los equipos se desgastan en función de las horas de operación, de tal manera que, es necesario evaluar cómo afecta este desgaste en los *COE* y *COEE* de un sistema energético. Para el sistema de refrigeración, el compresor es el equipo que presenta mayor desgaste. Un parámetro importante en la evaluación del desgaste de los equipos de compresión es la eficiencia de compresión isoentrópica. La Fig. 8 muestra que al disminuir la eficiencia de compresión isoentrópica del 90 % al 85 %, se incrementa el *COE* y el *COEE* 0.2876 kW y 0.0384 \$/h, respectivamente; sin embargo, los incrementos en los costos de operación son más significativos cuando la η_{SIC} es menor a 85 %, debido a que se tiene un mayor grado de recalentamiento, que inherentemente aumenta la temperatura y la entropía en la descarga del compresor y por consiguiente a la entrada del condensador, corriente 4. Para evitar este efecto se deben considerar mantenimientos preventivos y correctivos, o en su caso, evaluar la pertinencia de cambiar el compresor por uno nuevo.

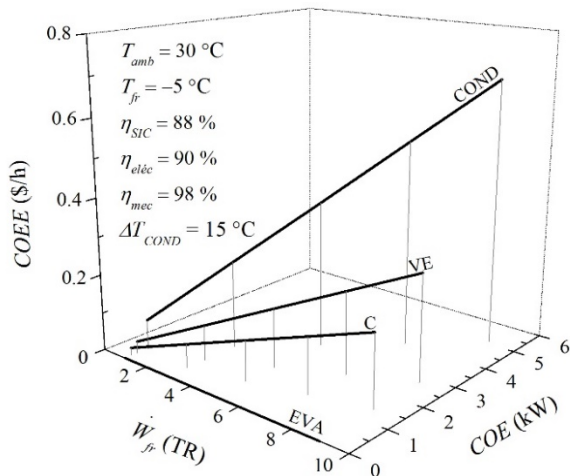


Figura 9. Costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la potencia frigorífica.
Fuente: Elaboración de los autores.

En la Fig. 9 se muestran los *COE*'s y los *COEE*'s en función de la potencia frigorífica. Estos costos se incrementan de forma proporcional al aumentar la carga frigorífica, es decir, los *COE*'s se incrementarán por cada tonelada de refrigeración, en el condensador, válvula de expansión y compresor: 1.1326, 0.2719 y 0.1387 kW, respectivamente y los *COEE*'s: 0.1527, 0.0272 y 0.0185 \$/h, respectivamente.

Las Figs. 10 y 11 muestran los costos de operación para las condiciones de las T_{amb} de 10 a 50 °C y para las T_{fr} de 6 a -18 °C prediciendo también así, el *COP* y la eficiencia exergética del sistema de refrigeración.

La Fig. 10 muestra el coeficiente de operación, y los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la temperatura ambiente y de la temperatura de refrigeración, considerando una potencia frigorífica determinada. El *COP* disminuye conforme se incrementa el tirante térmico entre el condensador y el evaporador, aumentando así los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos. Sin embargo, el mayor efecto sobre los costos de operación lo produce la variación de la temperatura ambiente. Aunque para T_{amb} menores a 20 °C, la variación del *COP* es más significativa al bajar la temperatura de refrigeración, no así sus costos de operación en este intervalo. Por ejemplo, al considerar un cambio del punto de operación "a" al "b", ejemplifica un aumento de la temperatura ambiente de 20 a 30 °C, y una disminución de la temperatura de la cámara frigorífica de 0 a -6 °C, esto provoca que los *COE* y *COEE* aumenten 2.8415 kW y 0.3445 \$/h, respectivamente, mientras que el coeficiente de operación disminuye 39.5 %.

En la Fig. 11 se muestra el mismo comportamiento de los costos de operación en función de las temperaturas ambientales y frigoríficas de la Fig. 10, sin embargo, la eficiencia exergética muestra el comportamiento inverso al *COP*, es decir, a mayor tirante térmico entre el condensador y el evaporador, se tiene un incremento en la eficiencia exergética, esto se debe principalmente al incremento de la corriente exergética 8, al disminuir la temperatura frigorífica.

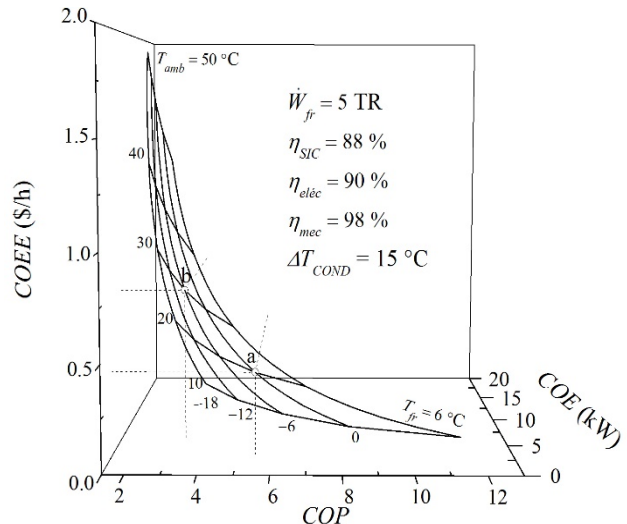


Figura 10. Comportamiento energético y exergoeconómico del ciclo de refrigeración.
Fuente: Elaboración de los autores.

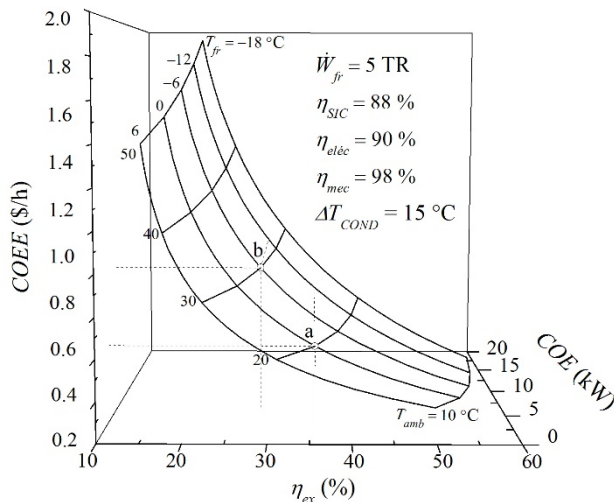


Figura 11. Comportamiento exergetico y exergoeconomico del ciclo de refrigeración.

Fuente: Elaboración de los autores.

Este comportamiento es específico de la curva de saturación del fluido refrigerante. Por ejemplo, al considerar un cambio del punto de operación “a” al punto “b”, que representa un aumento de la temperatura ambiente de 20 a 30 °C, y una disminución de la temperatura de la cámara frigorífica de 0 a -6 °C, se tiene que los COE y COEE aumentan 91.47 % y 86.10 %, respectivamente, mientras que la eficiencia exergetica disminuye 19.55 %.

4. Conclusiones

La imputación del costo del residuo a los componentes del sistema, en la operación del sistema de refrigeración, incrementa los costos de producción del frío hasta en 56.8 %, principalmente por la designación de éste como el objetivo productivo. La validación de esta metodología exergoeconomica se verifica con el cumplimiento de la proposición 1 de la teoría de costos.

Los principales costos de operación se cuantifican en el condensador, debido a que este equipo se encarga de realizar el cambio de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado; además de que se asume también el costo por las ineficiencias del compresor y además recibe directamente los efectos de la variación de la temperatura ambiente, que es el factor que más influye en el incremento de los costos de operación del sistema en general.

Como prospectiva del trabajo, se propone llevar a cabo un análisis considerando al sistema de refrigeración que incluya una compresión por etapas y/o la adición de un intercambiador de calor intermedio, con el objetivo de disminuir los costos de operación generados en la válvula y compresor.

Referencias

- [1] Agudelo, A., Valero, A. and Torres, C., Allocation of waste cost in thermoeconomic analysis. *Energy*. 45 pp. 634-643, 2012. DOI: 10.1016/j.energy.2012.07.034
- [2] Ascani, M., Cerri, G. and De Francesco, E., Power reduction in vapour compression cooling cycles by power regeneration. *Energy Procedia*. 81 pp. 1184-1197, 2015. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.12.148.

- [3] CFE. Consulta tu tarifa, [en línea]. 2017. Disponible en: https://app.cfe.mx/Aplicaciones/CCFE/Tarifas/Tarifas/tarifas_negocio.asp?Tarifa=2&Anio=2017&mes=6&imprime=.
- [4] d'Accadia, M.D. and deRossi, F., Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration*. 21(1) pp. 42-54, 1998. DOI: 10.1016/S0140-7007(97)00071-6.
- [5] Farsi, A., Mohammadi, S.M.H. and Ameri, M., Thermo-economic comparison of three configurations of combined supercritical CO2 refrigeration and multi-effect desalination systems. *Applied Thermal Engineering*. 112 pp. 855-870, 2017. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.098.
- [6] Hermes, C.J.L., Refrigerant charge reduction in vapor compression refrigeration cycles via liquid-to-suction heat exchange. *International Journal of Refrigeration*. 52 pp. 93-99, 2015. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.12.014.
- [7] Kotas, T.J., The exergy method of thermal plant analysis. London: Butter-Worths, 1995, 324 P. ISBN: 0-89464-941-8.
- [8] Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Ruiz-Ramírez, O.A. et al., Análisis de costos de operación exergoeconomicos a un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*. [online]. 12(2), pp. 361-370, 2013. Available at: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=62030721016>.
- [9] Ma, W., Fang, S., Su, B., et al., Second-law-based analysis of vapor-compression refrigeration cycles: Analytical equations for COP and new insights into features of refrigerants. *Energy Conversion and Management*. 138 pp. 426-434, 2017. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.02.017.
- [10] Manuel-Mendoza, M., Navarro-Esbri, J., Mota-Babiloni, A., et al., Evaluación energética de los refrigerantes R123yf y R152a como alternativa al R134a en sistemas de refrigeración. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*. [online]. 17(2) pp. 03-11, 2013. Available at: <https://www2.uned.es/ribim/volumenes/Vol17N2Octubre2013/V17N2A01%20Mendoza.pdf>.
- [11] Misra, R.D., Sahoo, P.K. and Gupta, A., Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H2O vapour absorption system. *Energy*, 27, pp. 1009-1025, 2002. DOI: 10.1016/S0360-5442(02)00065-8.
- [12] Misra, R.D., Sahoo, P.K., Sahoo, S., et al., Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 26, pp. 158-169, 2003. DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00086-5.
- [13] Misra, R.D., Sahoo, P.K. and Gupta, A., Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 29, pp. 47-59, 2006. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.015.
- [14] Torres C, Valero A, Serra L, et al. Structural theory and thermoeconomic diagnosis: Part I. On malfunction and dysfunction analysis. *Energy Conversion and Management*. 43 pp. 1503-1518, 2002. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00032-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00032-8).
- [15] Torres, C., Valero, A., Rangel, V., et al., On the cost formation process of the residues. *Energy*, 33, pp. 144-152, 2008. DOI: 10.1016/j.energy.2007.06.007.
- [16] Tsatsaronis, G., Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 19, pp. 227-257, 1993. DOI: 10.1016/0360-1285(93)90016-8.
- [17] Valero, A., Lerch, F., Serra, L., et al., Structural theory and thermoeconomic diagnosis. Part II: application to an actual power plant. *Energy Conversion and Management*, 43, pp. 1519-1535, 2002. DOI: 10.1016/S0196-8904(02)00033-X.
- [18] Wall, G., Optimization of refrigeration machinery. *International Journal of Refrigeration*, 14, pp. 336-340, 1991. DOI: 10.1016/0140-7007(91)90029-G.

I.E. Hernández-Mora, received the MSc. in Energy and Environment from the Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, México in 2018. He is a half-time professor in the Universidad Autónoma Metropolitana - Iztapalapa, México. He has published and presented several papers in national and international congresses. His research interests include: turbomachinery, multi-stage centrifugal compressors mainly; thermodynamic systems and processes simulation; and thermal engines, refrigeration systems mainly.
ORCID: 0000-0001-9184-8880

R. Lugo-Leyte, received the PhD. in Mechanical engineering from Instituto Politécnico Nacional - ESIME Zacatenco, México in 2002. He is a full-time professor in the Universidad Autónoma Metropolitana - Iztapalapa, México. He is currently a member of CONACYT's national System of Researchers. He has published and presented several papers in National and international congresses as well as in indexed and refereed journals. His research interests include: design and simulation of power plants; turbomachinery, aeroderivative gas turbines mainly; and thermal engines, internal combustion engines mainly.
ORCID: 0000-0001-6578-0691.

A.E. Bonilla-Blancas, received the BSc. Eng in Chemical in 2000, the MSc. in Chemical Engineering in 2004, and the PhD. in Materials Engineering from Universidad Autónoma Nacional de México, México in 2010. She is a full-time research in the Centro de Tecnología Avanzada, CIATEQ, México since 2011, where she is a member of the researching group of polymers and energy efficiency. She has published and presented several papers in indexed and refereed journals. Her research interests include: energy systems, design and simulation of polymer behavior and mold manufacturing. She is currently a member of CONACYT's National System of Researchers.
ORCID: 0000-0003-0534-5932.

T. López-Arenas, received the PhD. in Chemical engineering from Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa, México in 2000. She is a full-time professor in the Universidad Autónoma Metropolitana - Cuajimalpa, México. She is currently a member of CONACYT's National System of Researchers. She has published and presented several papers in national and international congresses as well as in indexed and refereed journals. Her research interests include: modeling, analysis, design and simulation of chemical processes.
ORCID: 0000-0001-5028-9875

M. Salazar-Pereyra, received the PhD. in Mechanical engineering from Universidad Autónoma Nacional de México, México in 2013. He is a full-time professor in the Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, México. He is currently a member of CONACYT's National System of Researchers. He has published and presented several papers in national and international congresses as well as in indexed and refereed journals. His research interests include: design and simulation of power plants; and exergy and exergoeconomic method applied to energy processes and others renewable energies systems.
ORCID: 0000-0001-6487-3087.

H.D. Lugo-Méndez, received the PhD. in Chemical engineering from Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa, México in 2017. She is a full-time professor in the Universidad Autónoma Metropolitana - Cuajimalpa, México. She is currently a member of CONACYT's National System of Researchers. She has published and presented several papers in national and international congresses as well as in indexed and refereed journals. Her research interests include: turbomachinery, aircraft engines mainly; production and evaluation of green fuels, biodiesel and biogas mainly; and wastewater treatment plant.
ORCID: 0000-0002-4418-7896

k^*	irreversibilidad; kW, costo exergético unitario,	<i>amb</i>	ambiente,
\dot{m}	flujo másico; kg s ⁻¹ ,	<i>CR</i>	ciclo de refrigeración,
\dot{Q}	flujo de calor; kW,	<i>COND</i>	condensador,
s	entropía; kJ kg ⁻¹ K ⁻¹ ,	<i>EVA</i>	evaporador,
T	temperatura; K,	<i>eléc</i>	eléctrica,
\dot{W}	potencia; TR,	<i>exe</i>	exergética,
x	calidad.	<i>fr</i>	frigorífica,
		<i>F</i>	recurso,
		<i>H₂O</i>	agua líquida
		<i>mec</i>	mecánica,
α	<i>Letras griegas</i> coeficiente imputación,	de <i>R134a</i>	refrigerante R134a,
Δ	cambio,	<i>SIC</i>	compresión isoentrópica,
		<i>VE</i>	válvula de expansión.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

SEDE MEDELLÍN
FACULTAD DE MINAS

Área Curricular de Ingeniería
Química e Ingeniería de Petróleos

Oferta de Posgrados

Maestría en Ingeniería - Ingeniería Química
Maestría en Ingeniería - Ingeniería de Petróleos
Doctorado en Ingeniería - Sistemas Energéticos

Mayor información:

E-mail: qcaypet_med@unal.edu.co
Teléfono: (57-4) 425 5317

Nomenclatura

c	costo exergoeconómico unitario; \$ kJ ⁻¹ ,	ε	exergía; kJ kg ⁻¹ ,
COE	costo de operación exergético; kW,	η	eficiencia,
$COEE$	costo de operación exergoeconómico; \$ h ⁻¹ ,	π	costo exergoeconómico; \$ h ⁻¹ .
COP	coeficiente de operación		
\dot{E}	flujo de exergía; kW,	<i>Subíndices</i>	
E^*	costo exergético; kW,	0	estado muerto,
h	entalpía; kJ kg ⁻¹ ,	$1...10$	corrientes exergéticas,
\dot{i}	flujo de	C	compresor,