

ESTUDIO EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE BOMBA DE CALOR EXPERIMENTAL TQ-PLINT TE94

Castro Hernández Sergio^{1*}, Lugo Méndez Helen D.², Ambriz García Juan J.¹, Judith Cervantes Ruíz³ y Lugo Leyte Raúl¹

1: Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco 186, Col. Leyes de Reforma 1 A Sección, 09310, Iztapalapa, Ciudad de México, México.
e-mail: sch@xanum.uam.mx

2: Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana – Cuajimalpa, Av. Vasco de Quiroga 4871, Santa Fé, 05348, Cuajimalpa, Ciudad de México, México

3: División de Ingeniería Química y Bioquímica, Tecnológico Nacional de México, Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec. Av. Tecnológico Esq. Av. Hank González. Col. Valle de Anáhuac, Ecatepec, 55210, Estado de México, México.

Resumen: *En este trabajo se aplica el método exergético a la bomba de calor experimental TQ-Plint TE94, que opera como calentador y enfriador de aire. El sistema opera con refrigerante R-22 y las condiciones ambientales de temperatura y presión al momento de realizar el experimento fueron de 0,78 bar y 17 °C. El método exergético se utiliza para evaluar la diferencia entre el desempeño máximo y, el real de los ciclos de bombas de calor, para determinar los procesos en donde se tienen las mayores irreversibilidades. Cuando el sistema funciona como calentador, el coeficiente de operación (COP) máximo es de 6,53 y el real de 4,90; y cuando el sistema opera como enfriador, el COP máximo es de 8,57 y el real es de 4,06. En este punto de operación, el flujo másico de refrigerante requerido fue de 0,010 kg/s y una potencia suministrada al compresor de 394 W para el calentador y, para el enfriador de 0,015 kg/s y 605 W. En ambos casos se utiliza un flujo volumétrico de agua de 2 L/min; cuando el sistema opera como calentador el flujo de agua sirve como suministro de calor y cuando opera como enfriado sirve como sumidero de calor.*

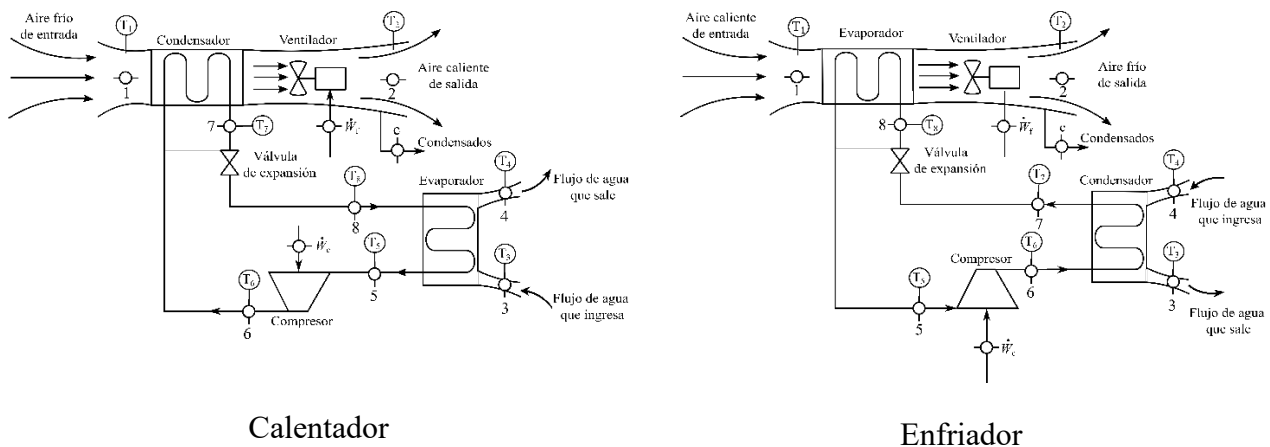


Figura 1. Diagrama esquemático del sistema experimental de bomba de calor TQ-Plint TE94.

Palabras clave: Bomba de calor, exergía, irreversibilidades, COP, R-22

1. INTRODUCCIÓN

El uso de energía para mantener una temperatura confortable en hogares y edificios representa una parte significativa del consumo energético residencial. Aunque tradicionalmente se han empleado combustibles fósiles como carbón, gas natural y petróleo para la calefacción, hay una tendencia creciente hacia tecnologías más eficientes y ecológicas. Entre estas tecnologías destacan las bombas de calor y los sistemas de calefacción urbana, que están sustituyendo progresivamente a las fuentes de energía más contaminantes [1]. De acuerdo con estas proyecciones, se estima que la participación de las bombas de calor eléctricas aumentará hasta alcanzar el 30 % en 2025 y el 42 % en 2030. Dado el considerable aumento en la eficiencia de las bombas de calor en comparación con las calderas que dependen de combustibles fósiles, el desarrollo de estas tecnologías es factible en términos de ahorro de combustible como en consideraciones medioambientales [2].

Por lo general, las bombas de calor utilizan energía eléctrica para transferir calor de un espacio más frío a uno más cálido. En el modo de calefacción, extraen calor del exterior y lo transfieren al interior, y en el modo de refrigeración, hacen lo contrario, extrayendo el calor del interior y transfiriéndolo al exterior. Optar por bombas de calor en lugar de sistemas convencionales de calefacción y refrigeración conlleva varias ventajas en términos técnicos, económicos y medioambientales [3]. Un aspecto fundamental para el éxito en la implementación de bombas de calor es la disponibilidad de una fuente de calor económica y confiable para el evaporador, preferiblemente a una temperatura relativamente alta. Los coeficientes de operación (COP) de estos sistemas dependen de diversos factores, como la temperatura de la fuente de baja energía, la temperatura del calor útil entregado, el refrigerante utilizado y las características de los componentes del sistema de bomba de calor [4]. Debido a que son sistemas que tiene y tendrán una gran utilidad, en este trabajo se realiza un estudio exergetico para evaluar su desempeño y determinar posibles oportunidades de mejorar.

2. CASO DE ESTUDIO

El sistema de estudio es una bomba de calor y enfriador de aire experimental TQ-PLINT TE94 que utiliza R-22 como fluido refrigerante (Figura 2). Este sistema está compuesto básicamente por un compresor, un condensador, una válvula de inversión y un evaporador. Cuando el sistema funciona como calentador (Figura 1), el flujo de aire aprovecha el calor disipado por el condensador para incrementar su temperatura; mientras que, en evaporador se transfiere energía de flujo de agua que se alimenta externamente. Cuando el sistema funciona como enfriador (Figura 1), el evaporador aprovecha la energía del flujo de aire y disminuye su temperatura; mientras que, el calor disipado en el condensador se transfiere al flujo de agua. El cambio de una forma de operación a otra se logra mediante el uso de la válvula de inversión, también denominada válvula de cambio de dirección. Este dispositivo controla el flujo de fluido y modifica su trayectoria según se requiera, operando a través de un mecanismo interno que facilita la redistribución del flujo en diversas direcciones

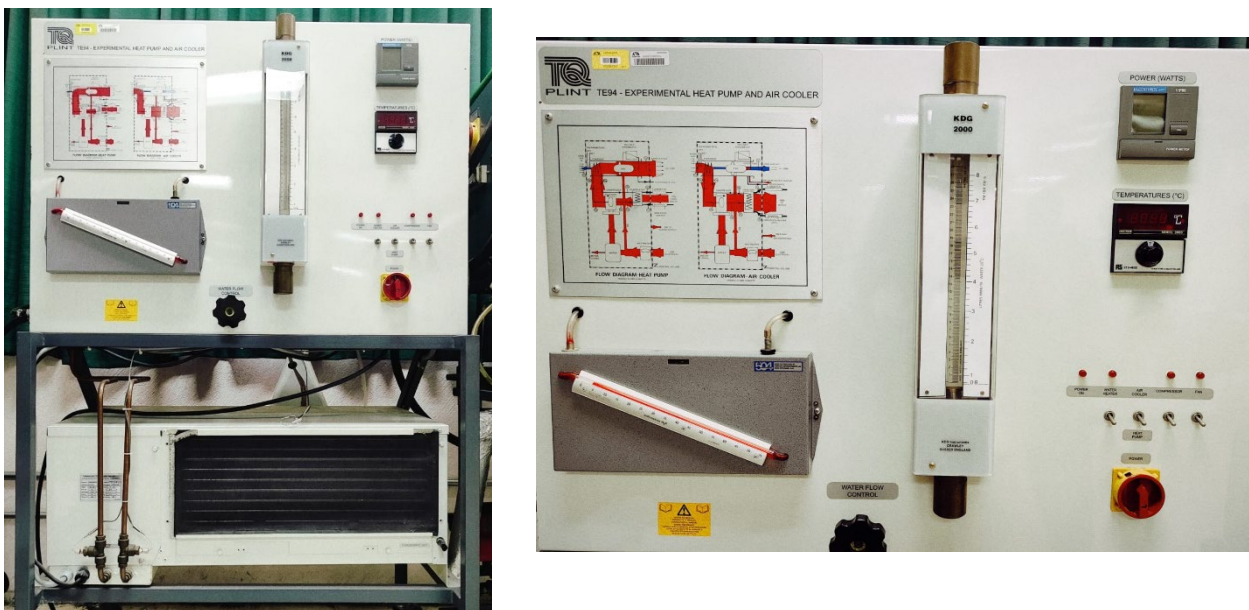


Figura 2. Sistema Experimental TQ-Plint TE94.

2.1. Consideraciones

Las consideraciones para el estudio exergético del sistema TQ-Plint TE94 son: las condiciones de presión y temperatura del medio ambiente de la prueba fueron de 0,78 bar y 17°C, respectivamente. El sistema se deja en operación hasta que alcance su estado estacionario. Y se consideran adiabáticos a los equipos que integran al sistema.

3. METODOLOGÍA

3.1. Estudio Energético

La Tabla 1 se presentan las formas en que se determinan las propiedades termodinámicas de los estados que integran al sistema de calentador y al enfriador en función de las de temperaturas medidas.

Tabla 1. Forma de determinar los estados termodinámicos.

Estados	T	P	h	s	x
5	Medición	P(T, x)	h(T, x)	s(T, x)	1
6	Medición	P ₂ = P ₃	h(T, P)	s(T, P)	x(T, P)
7	Medición	P(T, x)	h(T, x)	s(T, x)	0
8	T ₈ = T ₅	P ₈ = P ₅	h ₈ = h ₅	s(P, h)	x(P, h)
H ₂ O _e	Medición	Medición	h(T, P)	s(T, P)	x(T, P)
H ₂ O _s	Medición	Medición	h(T, P)	s(T, P)	x(T, P)

Para el aire, la temperatura y presión de entrada y salida son medidos experimentalmente; entonces, la entalpía y la entropía se determinan mediante las siguientes expresiones

$$h_i = c_p (T_i - T_{ref}) \quad (1)$$

$$s_i = s_{ref} + c_p \ln \left(\frac{T_i}{T_{ref}} \right) - R \ln \left(\frac{P_i}{P_{ref}} \right) \quad (2)$$

Parámetros de desempeño

El trabajo suministrado al compresor y el calor suministrado y disipado se determina en función de las entalpías, tal y como se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Expresiones para determinar los parámetros termodinámicos.

Trabajo motor	Calor suministrado	Calor disipado
$w_{cj} = h_{6j} - h_{5j}$	$q_{EVAPj} = h_{8j} - h_{5j}$	$q_{CONDj} = h_{6j} - h_{7j}$

En la Tabla 3 se presentan las expresiones del coeficiente de operación (COP), que indica qué proporción de la potencia suministrada al compresor se utiliza para generar potencia útil (Q), y varía según el modo de operación del sistema, y el coeficiente de operación de Carnot (COP_{Carnot}), que se determina con los límites de temperatura en los que opera el sistema.

Tabla 3. Expresiones para determinar los Coeficientes de Operación del calentador y enfriador.

COP_C	$COP_{Carnot,C}$	COP_E	$COP_{Carnot,E}$
$COP_C = \frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{W}_c}$	$COP_{Carnot,C} = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A}}$	$COP_E = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{W}_c}$	$COP_{Carnot,E} = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1}$

3.2. Estudio Exergético

El estudio exergético aplicado a este trabajo sólo contempla a la exergía física, la asociada al trabajo y al calor. La exergía es el máximo trabajo disponible que se puede obtener de una corriente al llevarla de sus condiciones hasta las condiciones del medio ambiente. El flujo de exergía física se obtiene como:

$$\dot{E}_i^{PH} = \dot{m}_{R22} [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (3)$$

Los flujos de irreversibilidades de los equipos que integran al sistema se presentan en la Tabla 4 y se determinan mediante el siguiente balance

$$\sum_k \dot{E}_{in,k} = \sum_k \dot{E}_{out,k} + \dot{I}_k \quad (4)$$

Tabla 4. Flujo de irreversibilidades en los equipos del sistema TQ-Plint TE94.

Elemento	Irreversibilidad	
	Calentador	Enfriador
Compresor	$\dot{I}_C = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_C$	$\dot{I}_C = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_C$
Condensador	$\dot{I}_{COND} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7$	$\dot{I}_{COND} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7$
Válvula de inversión	$\dot{I}_{VE} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\dot{I}_{VE} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8$
Evaporador	$\dot{I}_{EVAP} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 + \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{I}_{EVAP} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 + \dot{E}_1 - \dot{E}_2$

Parámetros de desempeño

La eficiencia exergética es la relación entre el producto útil y el recurso suministrado en términos de exergía. Para el caso cuando el sistema opera como calentador, el producto útil es el calor disipado en el condensador, que va a ser utilizado para aumentar la temperatura del aire; mientras que, para el caso del enfriador, el producto útil es el calor recuperado en el evaporador y que es extraído de la corriente de aire, lo que provoca una disminución en su temperatura, y se expresan de la siguiente manera:

$$\eta_{exerg,C} = \frac{\dot{E}_{COND}}{\dot{E}_{W_C}}; \quad \eta_{exerg,ENF} = \frac{\dot{E}_{EVAP}}{\dot{E}_{W_C}} \quad (5)$$

4. RESULTADOS

En la Tabla 5 se presentan las propiedades termodinámicas de los estados que integran al sistema TQ-Plint TE94 en sus dos formas de operación, calentador y enfriador. Se puede observar que, cuando el sistema opera como calentador, el flujo de aire que pasa por el condensador incrementa su temperatura 20 °C con una disminución de temperatura en el flujo de agua que pasa por el evaporador de 11 °C. Cuando el sistema opera como enfriador, la corriente de aire tiene una disminución de temperatura de 5°C al pasar por el evaporador; mientras que, la temperatura de la corriente de agua al pasar por el condensador se incrementa 22 °C. En las Figura 3 y Figura 4 se muestran los comportamientos del R22 en los diagramas *P-h* y *h-s*, respectivamente. El diagrama *P-h* muestra que, la presión a salida del compresor cuando el sistema opera como calentador es mayor, que cuando opera como enfriador (16,1 bar y 13,9 bar, respectivamente); lo mismo ocurre con la calidad del refrigerante a la salida de la válvula de inversión ya que, la calidad cuando el sistema opera como calentador es de 0,246; y, cuando opera como enfriador la calidad es de 0,207. Por otra parte, el diagrama *h-s* muestra que el estado termodinámico con mayor entropía se encuentra a la salida del compresor, cuando el sistema opera como enfriador.

Tabla 5. Propiedades termodinámicas del sistema TQ-Plint TE94.

Estados	Calentador					Enfriador				
	<i>T</i> (°C)	<i>P</i> (bar)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)	<i>x</i> (-)	<i>T</i> (°C)	<i>P</i> (bar)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)	<i>x</i> (-)
5	2,0	5,3	405,78	1,748	1	2,0	5,3	405,78	1,748	1
6	73,0	16,1	445,13	1,782	VSC	70,0	13,9	445,49	1,796	VSC
7	42,0	16,1	252,32	1,175	0	36,0	13,9	244,38	1,150	0
8	2,0	5,3	252,32	1,190	0,246	2,0	5,3	244,38	1,161	0,207
H ₂ O _e	18	0,78	75,62	0,27	LC	26	0,78	109,08	0,3812	LC
H ₂ O _s	7	0,78	29,50	0,11	LC	48	0,78	201,04	0,6778	LC
<i>a</i> _e	25	0,78	0,00	0,00		19	0,78	5,02	0,3067	
<i>a</i> _s	45	0,78	20,07	0,59		14	0,78	0,00	0,0000	

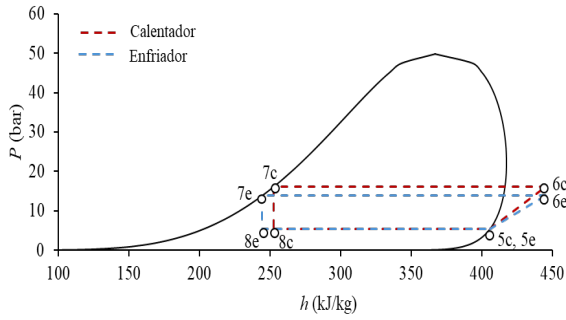


Figura 3. Diagrama $P-h$ del sistema TQ-Plint TE94.

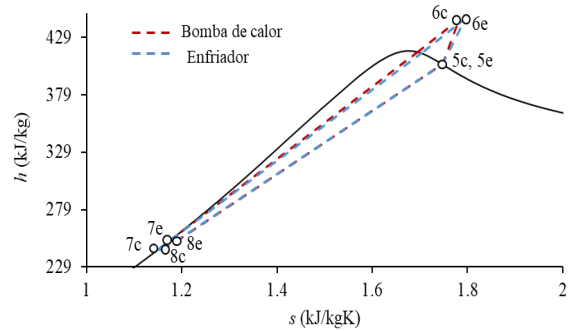


Figura 4. Diagrama $h-s$ del sistema TQ-Plint TE94.

La Figura 5 muestra a los parámetros de desempeño del sistema TQ-Plint TE94. Se observa que, el trabajo de compresión en ambas formas de operación del sistema son casi similares, $w_{C,C}=39,35$ kJ/kg y $w_{C,e}=39,71$ kJ/kg; sin embargo, el calor de condensación y evaporación son 4,12% y 4,92% mayores para el enfriador en comparación con la calentador, porque la diferencia de entalpías son mayores. Lo anterior es la causa de que coeficiente de operación del enfriador sea 17,04% menor que el del calentador, tal y como se muestra en la Figura 6. Por otra parte, en la misma figura se muestra el coeficiente de operación de Carnot; para el enfriador es 23,81 % mayor que el calentador, debido a que la relación entre las temperaturas de alta y baja son menores.

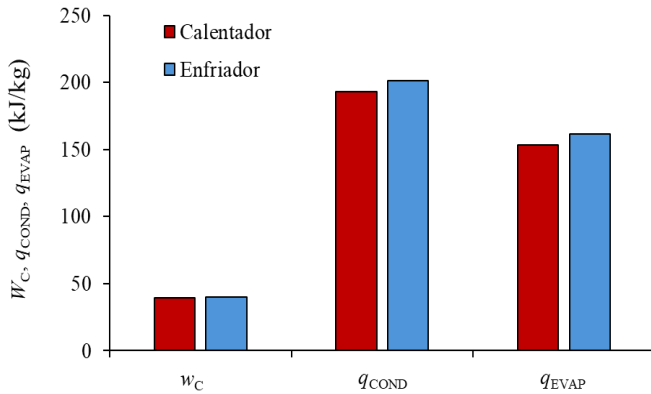


Figura 5. Parámetros de desempeño del sistema TQ-Plint TE94.

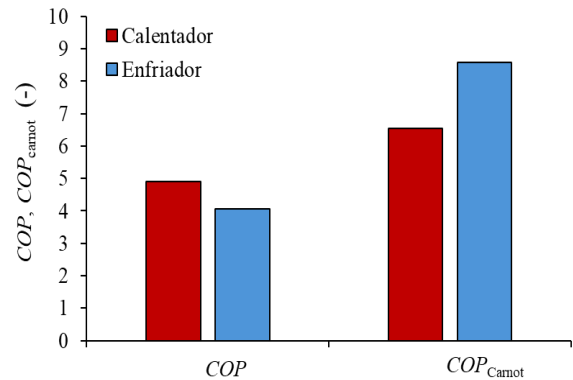


Figura 6. Coeficientes de Operación del sistema TQ-Plint TE94

En la Tabla 6 se presentan los flujos másicos correspondientes al refrigerante, aire y agua y la exergía correspondiente a los estados termodinámicos del sistema. Dicho comportamiento también se muestra en la Figura 7, donde se observa que el estado con mayor exergía corresponde a la salida del compresor, ya que el fluido de trabajo adquiere ese incremento de exergía debido al aumento en la presión y temperatura ocasionado por la compresión. Así mismo, se muestra que, cuando el sistema opera como enfriador requiere 34,28% más de flujo de refrigerante comparado con el calentador, para obtener el objetivo productivo.

Tabla 6. Flujo másico, exergía por unidad de masa y flujo de exergía de los estados termodinámicos del sistema TQ-Plint TE94.

Estados	Calentador			Enfriador		
	\dot{m} (kg/s)	ε (kJ/kg)	\dot{E} (kW)	\dot{m} (kg/s)	ε (kJ/kg)	\dot{E} (kW)
5	0,010	51,75	0,52	0,015	51,75	0,79
6	0,010	81,05	0,81	0,015	77,59	1,18
7	0,010	64,56	0,65	0,015	63,82	0,97
8	0,010	60,11	0,60	0,015	60,55	0,92
H ₂ O _e	0,033	0,00	0,00	0,610	6,60	4,03
H ₂ O _s	0,033	0,51	0,51	0,610	6,30	3,84
a_e	0,096	6,83	6,83	0,033	0,38	0,01
a_s	0,096	6,86	6,86	0,033	0,68	0,02

La Figura 8 muestra las irreversibilidades en cada proceso que integra al sistema TQ-Plint TE94. Asimismo, muestra que, cuando el sistema opera como enfriador se generan mayores irreversibilidades en todos los procesos en comparación con el calentador. Siendo el proceso de condensación, el equipo que mayor irreversibilidad genera para el caso del enfriador; mientras que, para el caso del calentador, son los procesos de compresión y condensación.

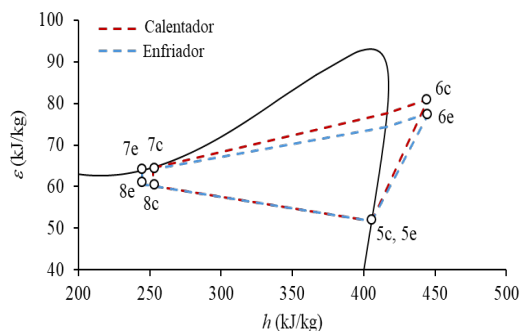


Figura 7. Diagrama ϵ -h del sistema TQ-Plint TE94.

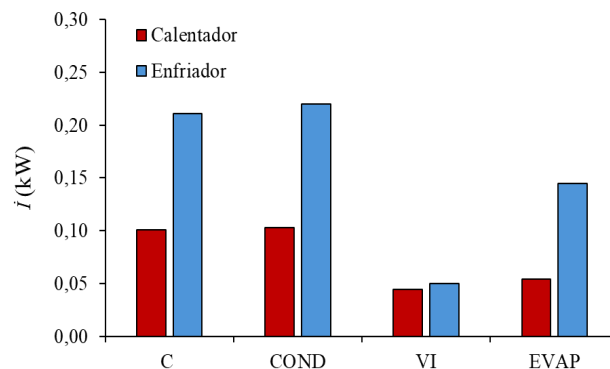


Figura 8. Flujo de irreversibilidad del sistema TQ-Plint TE94.

La Figura 9 muestra la eficiencia exergética del sistema TQ-Plint TE94 cuando el sistema opera como calentador y como enfriador. Se muestra que, la eficiencia exergética del sistema cuando opera como calentador es 49,69% mayor que la del enfriador, debido a que, el flujo exergético asociado al calor en el condensador que va a ser recuperado por el aire es 49,24 % mayor que el flujo exergético asociado al calor que se recupera en el evaporador, cuando el sistema opera como enfriador.

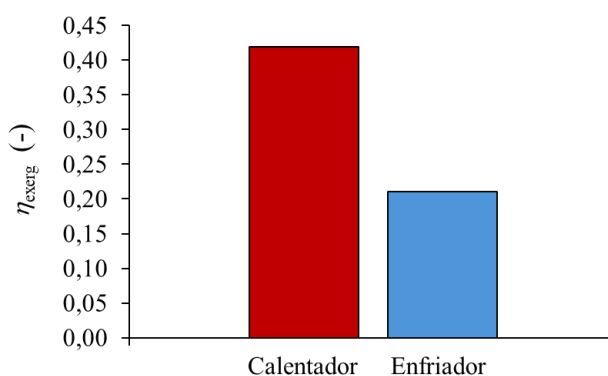


Figura 9. Eficiencia exergética del sistema TQ-Plint TE94.

5. CONCLUSIONES

El sistema TQ-Plint TE94 tiene un mejor desempeño cuando opera como calentador, debido a que, aprovecha de mejor manera la potencia suministrada al compresor para lograr el aumento en la temperatura de aire; como consecuencia de esto, el coeficiente de operación y la eficiencia exergética es mayor en comparación con el sistema cuando opera como enfriador.

Del análisis exergético se muestra que, las irreversibilidades generadas en los procesos cuando el sistema opera como calentador son menores en comparación con las generadas por el enfriador. Siendo, el condensador y el compresor los equipos que generan mayor irreversibilidad, para ambos casos. Pero la pérdida de flujo de exergía cuando el sistema opera como enfriador es mayor, lo que ocasiona un menor desempeño.

REFERENCIAS

- [1] Liu, R., Salem, M., Rungamornrat, J., & Al-Bahrani, M. A comprehensive and updated review on the exergy analysis of ground source heat pumps. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2023, 55: 102906.
- [2] Carvalho AD, Mendrinós D, De Almeida AT. Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe—results of a case study in Portugal. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;45: 755–68.
- [3] I. Dincer M.A. *Rosen Heat Pump Systems Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning* 2015: 131 –68
- [4] Kara, O., Ulgen, K., & Hepbasli, A. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modelling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008: 12(5), 1383-1401.