

Análisis termodinámico de un sistema de refrigeración en cascada con refrigerantes de bajo GWP

Jorge A. Monroy Azpeitia^{1*}, Juan M. Belman Flores², Juan Serrano Arellano¹, Oscar de J. May Tzuc³,
Francisco N. Demesa López¹

¹ División de Estudios de Posgrado e Investigación, Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Pachuca, Carretera México-Pachuca Km. 87.5, C. P. 42080, Col. Venta Prieta, Pachuca de Soto, Hidalgo, México.

² Universidad de Guanajuato, Departamento de Ingeniería Mecánica. Carretera Salamanca – Valle de Santiago km 3.5 + 1.8, Comunidad de Palo Blanco, C.P. 36760, Salamanca, Guanajuato, México.

³ Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Campeche, Av. Agustín Melgar S/N entre Calle 20 y Juan de la Barrera. Col. Buenavista, CP 24039, Campeche, Campeche, México

**Autor de correspondencia: *m16200868@pachuca.tecnm.mx*

Fecha de Envío: 21, octubre, 2026

Fecha de Aceptación: 26, enero, 2026

Resumen

El presente estudio tiene como objetivo realizar un análisis termodinámico integral de un sistema de refrigeración por compresión en cascada diseñado para aplicaciones de baja temperatura, utilizando refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global (R41 y R601a). Esta investigación responde a la creciente necesidad de tecnologías de enfriamiento más sostenibles y eficientes en sectores como la conservación de alimentos, la industria farmacéutica y la criogenia. Se desarrolló un modelo termodinámico en Python (Spyder 6.0.4) empleando la librería CoolProp para el cálculo de propiedades termodinámicas. Se evaluaron indicadores de desempeño energético (COP) y exergético (ECOP), así como la eficiencia exergética de cada componente. Los resultados muestran que el sistema alcanza valores óptimos de COP y ECOP de 1.44 y 0.40, respectivamente, a una temperatura de acoplamiento del intercambiador cercana a -10 °C. Además, los compresores concentran el 47 % de la exergía destruida total, confirmando su papel clave en la eficiencia global. Estos resultados ofrecen lineamientos útiles para el diseño y optimización de sistemas en cascada con refrigerantes alternativos, promoviendo soluciones energéticamente eficientes y ambientalmente sostenibles.

Palabras clave

Refrigeración en cascada, análisis de exergía, refrigerantes de bajo GWP, eficiencia energética

Abstract

The present study aims to perform a comprehensive thermodynamic analysis of a cascade vapor-compression refrigeration system designed for low-temperature applications, using low-global warming potential refrigerants (R41 and R601a). This research addresses the growing need for sustainable and efficient cooling technologies in fields such as food preservation, the pharmaceutical industry, and cryogenics. A thermodynamic model was developed in Python (Spyder 6.0.4) using the CoolProp library to calculate thermodynamic properties. Energy (COP) and exergy (ECOP) performance indicators, as well as component exergy efficiencies, were evaluated. Results show that the system achieves optimal COP and ECOP values of 1.70 and 0.40, respectively, at a cascade heat exchanger coupling temperature near -10 °C. Furthermore, compressors account for 47 % of total exergy destruction,

confirming their critical impact on overall efficiency. These findings provide useful insights for designing and optimizing cascade systems with alternative refrigerants, fostering more energy-efficient and environmentally sustainable solutions.

Keywords

Cascade refrigeration, exergy analysis, low GWP refrigerants, energy efficiency

1. Introducción

La refrigeración a bajas temperaturas constituye un eje fundamental en sectores como la conservación y transporte de alimentos y fármacos, así como en aplicaciones criogénicas de la industria química y biomédica. En los últimos años, el crecimiento de la demanda industrial y sanitaria ha impulsado el desarrollo de sistemas capaces de operar por debajo de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, un rango particularmente crítico para los sistemas de compresión de vapor convencionales de una sola etapa. En estas condiciones, enfrentan relaciones de compresión elevadas que generan sobrecargas mecánicas y provocan un marcado aumento de la temperatura de descarga, con la consecuente degradación del lubricante y reducción de la vida útil de los componentes. Como resultado, la eficiencia energética disminuye de manera significativa, lo que se traduce en mayor consumo de energía, incremento de costos operativos y un impacto ambiental más severo [1].

Con el propósito de superar dichas limitaciones, los sistemas de compresión en cascada se han consolidado como una alternativa viable, al acoplar dos circuitos de refrigeración independientes que trabajan en diferentes niveles de presión y que se interconectan mediante un intercambiador de calor en cascada (CHX). Este esquema permite alcanzar temperaturas extremadamente bajas de manera más eficiente, además de ofrecer flexibilidad en la selección de refrigerantes con bajo potencial de calentamiento global (GWP) [2-3].

Tradicionalmente, la evaluación del desempeño de estos sistemas se ha realizado bajo la óptica de la Primera Ley de la Termodinámica, mediante indicadores como el coeficiente de desempeño (COP). Sin embargo, este enfoque resulta insuficiente, ya que no permite identificar ni cuantificar las irreversibilidades internas asociadas a procesos de fricción, gradientes de temperatura finitos y pérdidas de calor. En este sentido, el análisis exergético basado en la Segunda Ley de la Termodinámica proporciona una visión más rigurosa, al evaluar la destrucción de exergía en cada componente y determinar los equipos o condiciones de operación que representan los principales focos de ineficiencia y potencial de mejora [4-5].

Los sistemas en cascada que emplean R41 en el ciclo de baja temperatura han sido objetivo de diversos estudios teóricos, donde se evalúa el COP y eficiencia exergética en función de diversos parámetros de referencia. En diversas investigaciones se recomienda el uso de los pares R41/R161 y R170/R161 en sistemas de refrigeración en cascada (CRS), destacándose que el par R41/R161 ofrece un desempeño superior frente a otros refrigerantes al incrementar el COP (valores cercanos a 1.55) y mejorar el comportamiento termodinámico cuando la temperatura de evaporación es mayor a aproximadamente $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$; además, se ha identificado que el componente con mayor destrucción de exergía en estos sistemas es el condensador [6]. En la misma línea, estudios posteriores han evaluado específicamente si el R41 puede sustituir al R23 en CRS, analizando su impacto en el desempeño energético y exergético; al comparar los pares R41/R404A y R23/R404A, se ha reportado que el sistema con

R41/R404A requiere menor potencia de compresión, alcanza un COP óptimo más elevado y presenta una eficiencia exergética ligeramente superior (44.38 % frente a 42.98 %), por lo que este par se considera una alternativa con mayor potencial para aplicaciones de refrigeración en cascada [7]. Más recientemente, se han analizado los pares R41/R404A, R170/R404A, R41/R161 y R170/R161, evaluando de forma conjunta el desempeño energético, exergético, económico y ambiental; en dicho estudio se encontró que los mejores valores de COP y eficiencia exergética se obtienen con R41/R161 (seguido de R170/R161) y que, tras una optimización multiobjetivo basada en algoritmos genéticos y el método TOPSIS, estos dos pares no solo presentan una mayor eficiencia exergética óptima, sino también una menor tasa de costo total de planta en comparación con R41/R404A [8]. De forma complementaria, otros trabajos de se centran en comparar un sistema de refrigeración en cascada que utiliza R41 en el circuito de baja temperatura y, en el circuito de alta, R161 o R404A, mostrando mediante simulación que el par R41/R161 supera a R41/R404A en todos los indicadores clave (menor potencia de compresor, mayor COP, menor destrucción de exergía y mayor eficiencia exergética); el análisis exergético confirma que las mayores pérdidas se concentran en el compresor de alta temperatura y que, gracias a sus mejores propiedades termofísicas y ambientales, R161 se perfila como un sustituto prometedor de R404A en el circuito de alta temperatura de sistemas en cascada [9].

Diversos estudios recientes han explorado estrategias de mejora en sistemas en cascada, tales como la optimización de la temperatura de acoplamiento del CHX, la selección de refrigerantes naturales o de bajo GWP, y la integración de análisis avanzados de exergía y exergoeconomía [10-11]. No obstante, persiste

la necesidad de profundizar en la cuantificación comparativa del desempeño energético y exergético de configuraciones que empleen refrigerantes alternativos, con el fin de avanzar hacia sistemas sostenibles.

En este contexto, el presente trabajo tiene como objetivo realizar un análisis termodinámico integral (energético y exergético) de un sistema de compresión en cascada operando con refrigerantes de bajo GWP (R41 y R601a), considerando variaciones en la temperatura de acoplamiento del intercambiador en cascada y del evaporador. Los resultados permitirán identificar los componentes con mayor destrucción de exergía, cuantificar la eficiencia exergética global del sistema y establecer lineamientos de operación que maximicen el desempeño energético y exergético, contribuyendo con información relevante para el diseño y optimización de sistemas de refrigeración de bajas temperaturas.

2. Metodología

El sistema de refrigeración en cascada analizado con los refrigerantes propuestos (Figura 1) consta dos circuitos independientes, uno de baja temperatura (LT) y otro de alta temperatura (HT). Estos circuitos están acoplados térmicamente mediante un intercambiador de calor en cascada (CHX). El refrigerante del circuito LT (R41) se evapora al absorber calor en el evaporador (EVA), generando el efecto de refrigeración. Posteriormente es comprimido en el compresor de baja presión (COMP LT) elevando su temperatura y presión. A continuación, el vapor sobrecalentado se condensa en el CHX, transfiriendo calor al circuito HT. En este último, el refrigerante del circuito HT (R601a) recibe el calor de condensación del refrigerante del circuito LT (R41) para evaporarse. Posteriormente se comprime en el compresor de alta presión (COMP HT) alcanzando la presión y temperatura más altas. Finalmente, el

vapor sobrecalentado se condensa en un condensador enfriado por aire (CON), rechazando el calor latente al ambiente. Ambos circuitos cierran su ciclo al pasar el refrigerante líquido a través de válvulas de expansión (V-1 y V-2), que reducen su presión y temperatura antes de ingresar nuevamente a los evaporadores. La elección de los refrigerantes R41 (difluorometano) y R601a (isopentano) obedece a criterios ambientales y de desempeño termodinámico. Estos fluidos presentan bajo potencial de calentamiento global (GWP) en comparación con refrigerantes HFC tradicionales, y además cuentan con disponibilidad comercial, lo que favorece su aplicación práctica [12].

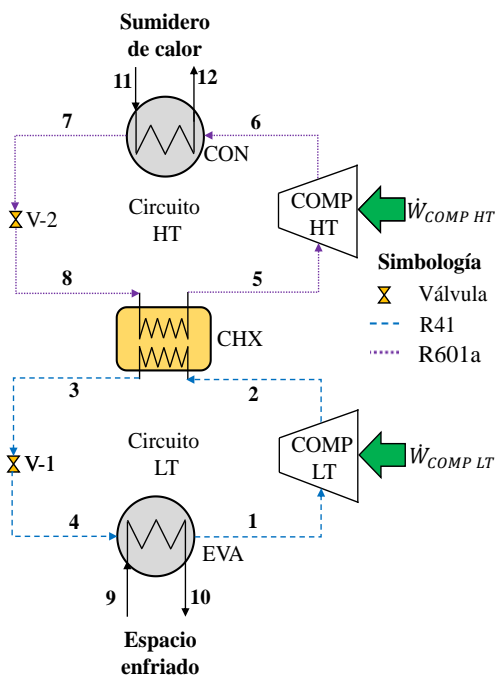


Figura 1. Sistema de refrigeración en cascada.

2.1 Modelado del sistema

El modelo se desarrolló en Python (Spyder 6.0.4) [13], empleando la librería CoolProp [14], para el cálculo de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes porque es un software de código abierto, lo que permite mejorar el acceso al conocimiento.

El planteamiento termodinámico considera a la Primera y Segunda Ley de la termodinámica. Se formularon los balances de masa, energía y exergía para cada componente. Con el fin de simplificar el análisis y hacerlo comparable con otros estudios, se establecieron las siguientes suposiciones ampliamente utilizadas en la literatura [4-5]:

- Régimen estacionario.
- Las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables.
- Los refrigerantes tienen condiciones de saturación a la salida de los evaporadores y condensadores.
- Las válvulas de expansión son modeladas como procesos isoentálpicos.
- Las pérdidas de calor y caídas de presión en los componentes son insignificantes.
- El estado muerto está a 298.2 K (25 °C) y 101.3 kPa.

La Tabla 1 resume los parámetros de operación establecidos para el análisis, incluyendo la carga térmica del evaporador, la eficiencia de los compresores y los intervalos de temperatura en el evaporador, intercambiador en cascada y condensador.

Tabla 1. Parámetros operativos del sistema.

Parámetro	Valor
Carga térmica del evaporador (\dot{Q}_{EVA})	10 kW
Eficiencia isentrópica en los compresores (η_i)	0.8
Eficiencia mecánica en los compresores (η_{mec})	0.9
Eficiencia eléctrica en los compresores (η_{elec})	0.95
Temperatura a la salida del evaporador (T_1)	-40 a -10 °C
Temperatura a la salida del circuito LT del intercambiador de calor de cascada (T_3)	-20 a 0 °C
Temperatura a la salida del condensador (T_7)	40 °C

2.2 Primera y segunda ley de la termodinámica

El balance de masa y energía para cada componente del sistema se establece a partir de la Primera Ley de la Termodinámica [11]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i X_i = \sum \dot{m}_o X_o \quad (2)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i + \sum \dot{Q}_i + \dot{W}_i = \sum \dot{m}_o h_o + \sum \dot{Q}_o \quad (3)$$

donde \dot{m} es el flujo másico (kg/s), X es la fracción másica (kg de soluto/kg de solución), h es la entalpía específica (kJ/kg), \dot{W} y \dot{Q} son los flujos de trabajo y calor respectivamente, en kW. Los subíndices "i" y "o" significan entrada y salida.

El análisis exergético se fundamenta en la Segunda Ley de la Termodinámica, donde la exergía total de una corriente se descompone en su parte física y química [15]:

$$\dot{Ex} = \dot{Ex}_{ph} + \dot{Ex}_{ch} \quad (4)$$

La exergía física de una corriente se define como [15]:

$$\dot{Ex}_{ph} = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (5)$$

donde s es la entropía específica (kJ/kg°C). Los subíndices o denotan los valores en el estado de referencia (estado muerto). Por otra parte, la exergía química en una mezcla se expresa como [15]:

$$\dot{Ex}_{ch,k} = \dot{m} \left[\frac{\bar{e}_{ch}^0}{PM} \right]_k (1 - X_k) \quad (6)$$

donde, \bar{e}_{ch}^0 es la exergía estándar de formación (kJ/kmol) del componente k, y PM es el peso molecular (kg/kmol) del componente k.

La exergía estándar de formación de un compuesto puro es calculada mediante:

$$\bar{e}_{ch}^0 = \Delta G_f^0 + \sum_e v_e \bar{e}_{ch,e}^0 \quad (7)$$

donde ΔG_f^0 es la energía libre de Gibbs estándar de formación, y $\bar{e}_{ch,e}^0$ es la exergía química estándar del elemento e, tabulada por Szargut *et al.* [16] y Rivero *et al.* [17]. Mientras que las propiedades de ΔG_f^0 se obtuvieron de NIST Chemistry WebBook [18].

La eficiencia exergética de cada componente del sistema se define como la relación entre la exergía útil obtenida y la exergía suministrada en cada equipo definida por [15]:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{prod}}{Ex_{sum}} \times 100 \quad (8)$$

Por otro lado, el desempeño global del sistema se evalúa mediante el coeficiente de desempeño energético (COP) y el coeficiente de desempeño exergético (ECOP) [19]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_{COMP HT} + \dot{W}_{COMP LT}} \quad (9)$$

$$ECOP = \frac{\dot{Ex}_{10} - \dot{Ex}_9}{\dot{W}_{COMP HT} + \dot{W}_{COMP LT}} \quad (10)$$

La destrucción de exergía es una medida directa que cuantifica las irreversibilidades causadas por las ineficiencias del equipo establecida por [15]:

$$\dot{Ex}_D = \sum Ex_i - \sum Ex_o \quad (11)$$

Donde Ex_i es la exergía de entrada y Ex_o es la exergía de salida en cada componente expresada en kW. Con base en las suposiciones anteriores, se establecieron los balances de masa y energía (Tabla 2) y los balances de exergía (Tabla 3) para cada uno de los componentes del sistema.

Tabla 2. Balances de materia y energía del sistema.

EQUIPO	Balance de masa	Balance de energía
EVA	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_1(h_1 - h_4) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9)$
COMP LT	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_{COMP LT} = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\eta_{mec} \eta_{elec}}$
V-1	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$h_3 = h_4$

CHX	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_8$	$\dot{Q}_{CHX} = \dot{m}_3(h_3 - h_2) = \dot{m}_5(h_5 - h_8)$
COMP HT	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_{COMP HT} = \frac{\dot{m}_5(h_6 - h_5)}{\eta_{mec} \eta_{elec}}$
V-2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$h_7 = h_8$
CON	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_6(h_6 - h_7) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11})$

Tabla 3. Balances de exergía del sistema.

Equipo	Suministro	Producto
EVA	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_1$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{19}$
COMP LT	$\dot{W}_{COMP LT}$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
V-1	$\dot{E}x_3$	$\dot{E}x_4$
CHX	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_8$
COMP HT	$\dot{W}_{COMP HT}$	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$
V-2	$\dot{E}x_7$	$\dot{E}x_8$
CON	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}$

2.3 Validación del sistema

Con la finalidad de obtener la precisión del modelo computacional, fue comparado con los datos reportados en literatura especializada [19], para el par de trabajo R41/R601A considerando la variación de la temperatura del condensador del ciclo de compresión de baja temperatura frente al COP del sistema, bajo las condiciones de operación: $T_{EVA} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{COND} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $Q_{EVA} = 10 \text{ kW}$, $\eta_i = 0.8$, $\eta_{mec} = 0.9$, $\eta_{elec} = 0.95$. La Figura 2 muestra la comparación de los datos del modelo con respecto a los reportados en literatura especializada, denotando errores relativos no superiores al 2 %, demostrando la fiabilidad de los datos obtenidos en este estudio.

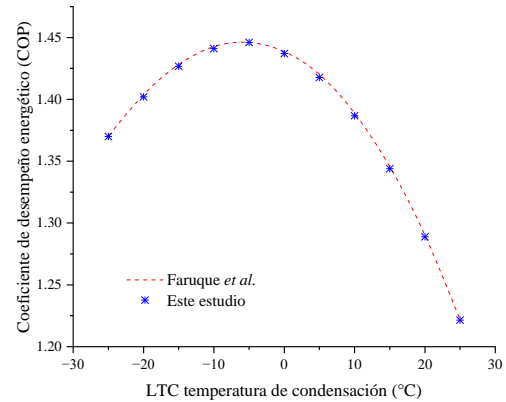


Figura 2. Validación del sistema de compresión en cascada.

3. Resultados y discusión

3.1 Evaluación del rendimiento del sistema en función de la temperatura del CHX

La Figura 3 muestra la variación del coeficiente de desempeño energético (COP) y del coeficiente de desempeño exergético (ECOP) en función de la temperatura del intercambiador en cascada (CHX). Se observa que ambos parámetros aumentan conforme la temperatura del CHX se incrementa desde valores bajos hasta alcanzar un óptimo cercano a $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, donde el COP alcanza 1.44 y el ECOP un valor de 0.40.

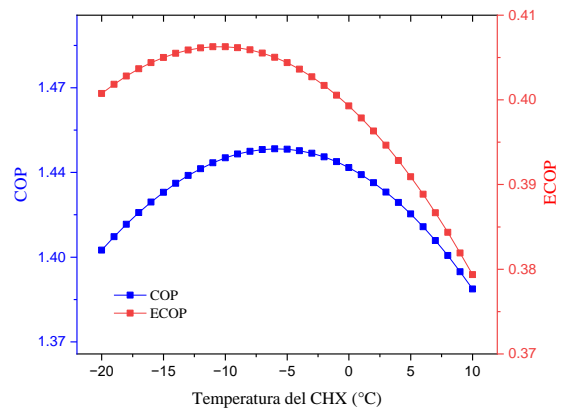


Figura 3. Comportamiento del COP y ECOP con la temperatura del CHX.

Este comportamiento responde a que un incremento en la temperatura de acoplamiento mejora la transferencia de calor entre las etapas y reduce las irreversibilidades asociadas al gradiente térmico en el CHX. En el intervalo inicial, al aumentar temperatura del CHX desde -20 hasta -10 °C, el trabajo del compresor de baja temperatura (COMP LT) se incrementa, pero este efecto se ve más que compensado por un aumento mayor en la carga de refrigeración, de modo que el COP y el ECOP aumentan. Sin embargo, después de alcanzar su valor máximo alrededor de -10 °C, el COMP LT requiere un trabajo de compresión que crece más rápidamente mientras que la carga de enfriamiento deja de aumentar e incluso disminuye; en consecuencia, los beneficios exergéticos obtenidos en el CHX se ven contrarrestados y el rendimiento global (COP y ECOP) comienza a decrecer al seguir incrementando la temperatura del CHX. Este resultado coincide con lo reportado en estudios similares, donde se establece la existencia de un rango óptimo de acoplamiento térmico en sistemas en cascada [5-6]. En la Tabla 4 se muestra el COP y ECOP máximo reportado en literatura para diversos refrigerantes [6], variando la temperatura del CHX, al comparar el COP_{max} y $ECOP_{max}$ reportado se observan variaciones entre 1.47 y 1.55 y 0.40 y 0.42, respectivamente. Lo que indica una variación energética de COP entre 2 y 7 %, y una variación exergética de ECOP entre 1 % y 5 % con respecto a lo mostrado en la tabla. No obstante, el uso de R601a en el ciclo de alta, resulta atractivo desde el punto de vista ambiental, ya que se trata de un refrigerante natural con GWP ($\approx 1-3$), considerándolo como una alternativa viable cuando se prioriza la reducción del impacto climático.

Tabla 4. COP y ECOP reportados para diversos pares refrigerantes variando la temperatura del CHX.

Par refrigerante	COP_{max}	$ECOP_{max}$
R41/R717	1.54	0.42
R41/R1270	1.51	0.41
R41/R1234yf	1.47	0.40
R41/R1234ze	1.50	0.42
R41/R290	1.52	0.42
R41/R161	1.55	0.43

3.2 Rendimiento del sistema en función de la temperatura del EVA.

En la Figura 4 se presentan las variaciones de COP y ECOP con respecto a la temperatura del EVA. Los resultados muestran que un aumento de la temperatura del evaporador mejora el COP del sistema, ya que reduce la relación de compresión en COMP LT y, por ende, el trabajo específico requerido para mantener la misma carga de refrigeración.

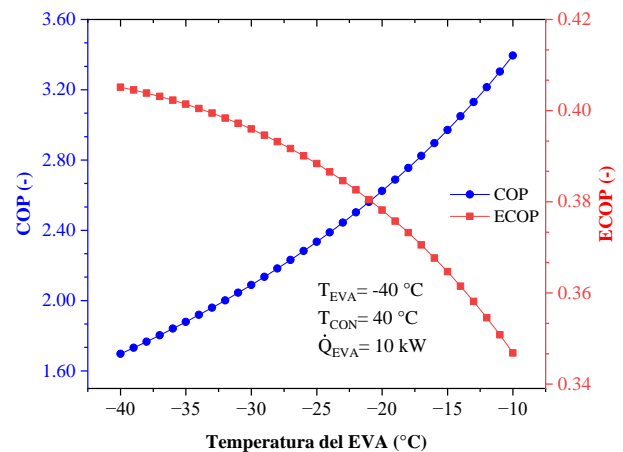


Figura 4. Variación del COP y ECOP con la temperatura del EVA.

Sin embargo, el ECOP presenta una tendencia decreciente debido a que la exergía disponible en el evaporador disminuye con la reducción del

gradiente térmico entre el espacio enfriado y el ambiente de referencia. Esto implica que, aunque energéticamente el sistema es más eficiente a temperaturas de evaporación elevadas, desde la perspectiva exergética el efecto de enfriamiento es de menor calidad. En términos de diseño, la temperatura de evaporación implica un compromiso entre COP y ECOP, la selección de la temperatura óptima de evaporación debe efectuarse dentro de un rango intermedio, equilibrando valores mínimos aceptables de COP y ECOP, lo cual puede abordarse formalmente mediante técnicas de optimización multiobjetivo.

3.3 Análisis exergético por componente

La Figura 5 presenta la contribución porcentual de la exergía destruida en cada componente. Se identifica que los compresores (COMP HT y COMP LT) son responsables del 47 % de la exergía destruida total, debido a las irreversibilidades asociadas al proceso de compresión mecánica, en el cual el refrigerante se separa de la compresión isentrópica ideal, se genera entropía y se obtiene una descarga vapor sobrecalentado. Todos estos efectos quedan representando en la exergía destruida.

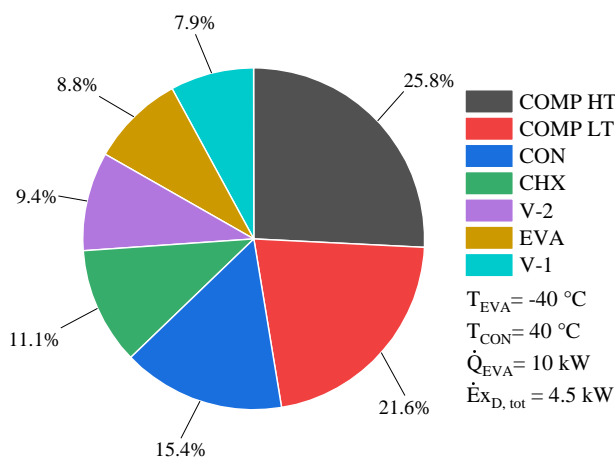


Figura 5. Contribución porcentual de exergía destruida por componente.

Esta tendencia es consistente con lo señalado en la literatura, que reconoce a los compresores como los elementos críticos en los que debe centrarse cualquier estrategia de optimización multiobjetivo y análisis termoeconómico [8]. En contraste, los intercambiadores de calor (EVA, CHX y CON) muestran menores contribuciones relativas, asociadas principalmente a gradientes finitos de temperatura y cambios de fase.

La Figura 6 muestra las eficiencias exergéticas por componente. Las válvulas de expansión (V-1 y V-2) muestran valores cercanos al 100 %, lo cual responde a que los flujos de exergía involucrados en el proceso son mínimos y no requieren aportes de trabajo. Sin embargo, esta aparente alta eficiencia no implica aprovechamiento energético real. El condensador (CON) se identifica como el componente con menor eficiencia exergética, dado que el calor rechazado al ambiente no puede aprovecharse para producir trabajo útil. Este hallazgo refuerza la necesidad de explorar configuraciones híbridas o de recuperación de calor que permitan incrementar el aprovechamiento del calor residual [20].

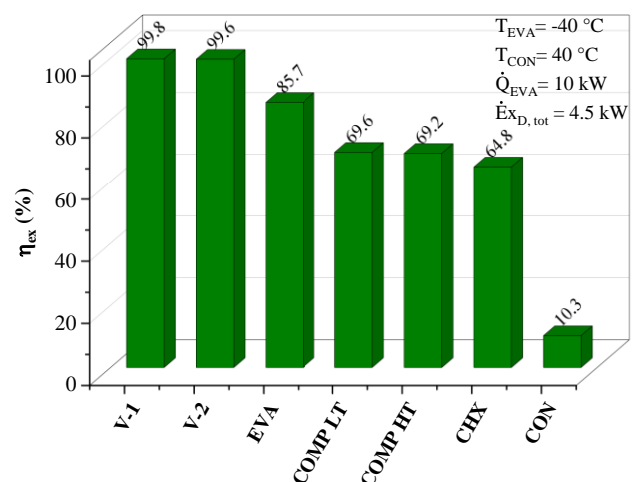


Figura 6. Eficiencia exergética por componente.

Finalmente, los resultados obtenidos ponen de manifiesto la importancia de considerar ambos enfoques, energético y exergético, en la

evaluación de sistemas de refrigeración por compresión en cascada. Mientras que el COP refleja la eficiencia global del sistema en términos de energía, el ECOP permite identificar la calidad de la energía suministrada y el grado de irreversibilidad de cada componente, ofreciendo una visión más realista de las oportunidades de mejora tecnológica y de sostenibilidad.

4. Conclusiones

Este trabajo presentó el análisis termodinámico de un sistema de compresión en cascada para aplicaciones de baja temperatura (0 a -40 °C), utilizando refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global (R41 y R601a). Los resultados obtenidos permiten destacar las siguientes conclusiones principales:

- Los valores máximos para el COP y ECOP fueron de 1.70 y 0.40, respectivamente, alcanzados a una temperatura de acoplamiento del intercambiador en cascada (CHX) de aproximadamente -10 °C.
- Aumentar la temperatura del evaporador (T_{EVA}) incrementa el COP, debido a la reducción de la relación de compresión en el COMP-LT, pero también disminuye el ECOP, al reducirse la calidad exergética del frío generado
- Los compresores son los componentes críticos, aportando en conjunto el 47 % de las irreversibilidades del ciclo. Esto los convierte en los principales candidatos a estrategias de optimización tecnológica
- Las válvulas de expansión mostraron eficiencias exergéticas elevadas debido a su mínima participación en la transferencia de exergía, mientras que el condensador se identificó como el equipo de menor eficiencia exergética, al disipar irreversiblemente el calor al ambiente.

Cabe señalar que, no se han reportado estudios experimentales de sistemas en cascada que empleen el par R41/R600a en las condiciones analizadas. Esta ausencia se asocia al mayor interés actual en parejas de refrigerantes basadas en CO_2 , NH_3 o mezclas de hidrocarburos, así como a los mayores requerimientos de seguridad derivados del uso combinado de R41 y R600a. En este sentido, los resultados aquí presentados deben entenderse como un estudio termodinámico exploratorio que puede servir de apoyo a futuros desarrollos experimentales con dicha combinación de refrigerantes.

Finalmente, los resultados destacan que los sistemas de compresión en cascada constituyen una alternativa viable para aplicaciones de refrigeración de muy baja temperatura, especialmente cuando se emplean refrigerantes de bajo GWP. Como líneas de investigación futura, se recomienda complementar este análisis con estudios exergoeconómicos, que permitan vincular las irreversibilidades con costos operativos, así como con metodologías de optimización multiobjetivo para identificar configuraciones que equilibren desempeño, sostenibilidad y viabilidad económica.

Agradecimientos

Los autores agradecen a la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI) por el apoyo financiero otorgado en el marco del Sistema Nacional de Posgrados (CVU No. 1240331). Asimismo, se reconoce al Tecnológico Nacional de México, campus Pachuca, por las facilidades, instalaciones e infraestructura brindadas para el desarrollo de esta investigación.

Referencias

- [1] Z. Sun, Q. Wang, Z. Xie, S. Liu, D. Su, and Q. Cui, "Energy and exergy analysis of low GWP

refrigerants in cascade refrigeration system,” *Energy*, vol. 170, pp. 1170–1180, 2019. doi: 10.1016/j.energy.2018.12.055

[2] M. M. Arefin, D. Mondal, and M. A. Islam, “Optimizing cascade refrigeration systems with low GWP refrigerants for low-temperature applications: A thermodynamic analysis,” *Energy Conversion and Management: X*, vol. 22, p. 100722, 2024. doi: 10.1016/j.ecmx.2024.100722

[3] S. S. Butt, U. A. Perera, T. Miyazaki, K. Thu, and Y. Higashi, “Energy, exergy and environmental (3E) analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system for low temperature applications,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 160, pp. 373–389, 2024. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.12.020

[4] M. Pan, H. Zhao, D. Liang, Y. Zhu, Y. Liang, and G. Xu, “A review of the cascade refrigeration system,” *Energies*, vol. 13, no. 9, p. 2254, 2020. doi: 10.3390/en13092254

[5] C. Aktemur and I. T. Ozturk, “Energy and exergy analysis of a subcritical cascade refrigeration system with internal heat exchangers using environmentally friendly refrigerants,” *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 143, no. 10, p. 102103, 2021. doi: 10.1115/1.4049271

[6] Z. Sun, Q. Wang, Z. Xie, S. Liu, D. Su, and Q. Cui, “Energy and exergy analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system,” *Energy*, vol. 170, pp. 1170–1180, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.055.

[7] Z. Sun et al., “Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A,” *Appl Energy*, vol. 184, pp. 19–25, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.10.014.

[8] R. Roy and B. K. Mandal, “Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of vapour cascade refrigeration system using different refrigerant combinations,” *J Therm Anal Calorim*, vol. 139, no. 5, pp. 3247–3261, Mar. 2020, doi: 10.1007/s10973-019-08710-x.

[9] R. Roy and B. K. Mandal, “Exergy analysis of cascade refrigeration system working with refrigerant pairs R41-R404A and R41-R161,” *IOP Conf Ser Mater Sci Eng*, vol. 377, p. 012036, Jun. 2018, doi: 10.1088/1757-899X/377/1/012036.

[10] M. Dehghani, “Energy, exergy, and economic optimization of cascade refrigeration cycle considering global warming potential and flammability,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 66, p. 103978, Oct. 2025. doi: 10.1016/j.tsep.2025.103978

[11] S. Ji, Z. Liu, H. Pan, and X. Li, “Energy, exergy, environmental and exergoeconomic (4E) analysis of an ultra-low temperature cascade refrigeration system with environmental-friendly refrigerants,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 248, p. 123210, Jul. 2024. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123210

[12] Z. Yang *et al.*, “Analysis of lower GWP and flammable alternative refrigerants,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 126, pp. 12–22, Jun. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2021.01.022.

[13] P. Raybaut, *Spyder: The Scientific Python Development Environment, Version 6.0.4*, The Spyder Project Contributors, 2024. Disponible en: <https://www.spyder-ide.org>.

[14] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp,” *Industrial & Engineering Chemistry*

Research, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
Disponible en: <https://coolprop.org>

[15] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran, *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons Ltd, 1995.

[16] J. Szargut, D. R. Morris, and F. R. Steward, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. Hemisphere, 1988.

[17] R. Rivero and M. Garfias, “Standard chemical exergy of elements updated,” *Energy Conversion and Management*, vol. 47, pp. 3130–3144, 2006.

[18] NIST Chemistry WebBook, National Institute of Standards and Technology.

[19] M. W. Faruque, M. R. Uddin, S. Salehin, and M. M. Ehsan, “A Comprehensive Thermodynamic Assessment of Cascade Refrigeration System Utilizing Low GWP Hydrocarbon Refrigerants,” *International Journal of Thermofluids*, vol. 15, p. 100177, Aug. 2022, doi: 10.1016/J.IJFT.2022.100177.

[20] D. S. Ayoub, W. Wu, and A. Coronas, “Absorption-based heat pumps for decarbonization of industrial process heating: performance, current status, and new developments,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 62, p. 103679, Jun. 2025, doi: 10.1016/J.TSEP.2025.103679.