



Recibido 05/12/2025
Aceptado 22/01/2026

ANÁLISIS TERMO-ECONÓMICO Y AMBIENTAL DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA CON REFRIGERANTES DE BAJO GWP

THERMO-ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL ANALYSIS OF A CASCADE REFRIGERATION SYSTEM WITH LOW GWP REFRIGERANTS

Jorge A. Monroy-Azpeitia¹, Juan M. Belman-Flores², Óscar J. May-Tzuc³, Juan Serrano-Arellano¹, F. Noé Demesa-López^{DT}

¹ Tecnológico Nacional de México, Campus Pachuca, Carretera México-Pachuca Km 87.5, Colonia Venta Prieta, MX-42080, Pachuca de Soto-Hidalgo, México.

² Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Carretera Salamanca-Valle de Santiago Km 3.5+1.8, Comunidad de Palo Blanco, Salamanca-Guanajuato, México.

³ Universidad Autónoma de Campeche, Facultad de Ingeniería, Humberto Lanz Cárdenas y Fracc. Ecológico Ambiental Siglo XXIII, Colonia Ex Hacienda Kalá, MX-24085, San Francisco de Campeche-Campeche, México.

Correo de autor de correspondencia: jorgealberto.monroy.98@gmail.com

RESUMEN

Este trabajo presenta un análisis termoeconómico y ambiental de un sistema de refrigeración por compresión mecánica en cascada orientado a aplicaciones de baja temperatura, empleando refrigerantes con bajo GWP. Se construyó un modelo termodinámico empleando Spyder y la librería CoolProp para el cálculo de propiedades termodinámicas, con la finalidad de analizar parámetros clave del sistema, como la temperatura del evaporador y la temperatura del intercambiador de calor de cascada. Se identificó que el par R744-RE170 mostró el mejor comportamiento integral, alcanzando valores máximos de COP y ECOP de 1.43 y 0.34, respectivamente. Los compresores concentran el 45 % de la exergía destruida total. De igual forma, el condensador es el componente con menor eficiencia exergética, debido al elevado gradiente entrópico asociado al cambio de fase. Desde el punto de vista económico, los retornos de inversión están en torno a los 3.5 y 8.1 años, con mejoras al aumentar la temperatura del evaporador y disminuir la temperatura del intercambiador de calor en cascada. En términos ambientales, el par R744-RE170 permitió minimizar las emisiones indirectas derivadas del consumo eléctrico, alcanzando valores mínimos de 56.23 ton CO₂/año. En conjunto, los resultados confirman que los sistemas en cascada constituyen una alternativa viable y sostenible cuando se emplean refrigerantes de bajo GWP.

PALABRAS CLAVE

Sistema de refrigeración en cascada, refrigerantes de bajo GWP, exergía, análisis termo-económico

ABSTRACT

This work presents a thermoeconomic and environmental analysis of a cascade mechanical vapor-compression refrigeration system aimed at low-temperature applications, using low-GWP refrigerants. A thermodynamic model was developed using Spyder and the CoolProp library for the calculation of thermodynamic properties, with the purpose of evaluating key system parameters such as the evaporator temperature and the cascade heat exchanger temperature. It was found that the R744-RE170 pair exhibited the best overall performance, achieving maximum COP and ECOP values of 1.43 and 0.34, respectively. The compressors account for 45% of the total exergy destruction. Likewise, the condenser is the component with the lowest exergetic efficiency due to the high entropic gradient associated with the phase-change process. From an economic perspective, payback periods range from 3.5 to 8.1 years, with improvements observed when increasing the evaporator temperature and decreasing the cascade heat exchanger temperature. From an environmental standpoint, the R744-RE170 pair enabled the minimization of indirect emissions derived from electricity consumption, achieving minimum values of 56.23 ton CO₂/year. Overall, the results confirm that cascade systems constitute a viable and sustainable alternative when low-GWP refrigerants are employed.

KEYWORDS

cascade refrigeration system, low-GWP refrigerants, exergy, thermo-economic analysis

INTRODUCCIÓN

La refrigeración a bajas temperaturas es esencial para la conservación de alimentos, medicamentos y bioproductos, así como para el acondicionamiento térmico de edificaciones y recintos críticos, incluyendo laboratorios, centros de salud e instalaciones industriales especializadas. En este contexto, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor constituyen la tecnología predominante para la producción de frío, debido a sus elevados coeficientes de desempeño (COP, por sus siglas en inglés) y a su amplio rango de aplicación en refrigeración y aire acondicionado [1]. No obstante, cuando se requieren temperaturas de operación por debajo de -10 °C, en el rango de baja y ultra-baja temperatura, los ciclos de compresión de una sola etapa presentan relaciones de compresión muy altas y una reducción apreciable del COP, lo que compromete su eficiencia y limita su campo de aplicación [2]. Para mitigar estas restricciones, los sistemas de refrigeración por compresión en cascada (VCRS, por sus siglas en inglés) dividen el salto térmico en dos o más etapas acopladas mediante un intercambiador de calor intermedio, lo que permite alcanzar temperaturas de evaporación más bajas manteniendo presiones y temperaturas de descarga del compresor en rangos aceptables [3]. De este modo, los VCRS se han consolidado como una alternativa robusta para aplicaciones de baja temperatura que exigen un control térmico estricto, tales como la congelación y almacenamiento de productos alimentarios, la conservación de vacunas y fármacos, y el enfriamiento de materiales o equipos sensibles al calor [2].

El crecimiento sostenido de la demanda de servicios de refrigeración plantea, sin embargo, retos energéticos y ambientales de gran escala. El International Institute of Refrigeration (IIR) estima que el sector de la refrigeración, incluyendo refrigeración, acondicionamiento de aire y bombas de calor, representa alrededor del 20 % del consumo mundial de electricidad y contribuye con aproximadamente el 7.5 % de las emisiones globales de CO₂ [4]. Este peso sobre la demanda eléctrica se traduce en una mayor carga para las redes y en un incremento de las emisiones de gases de efecto invernadero. De forma complementaria, la Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA) reporta que el suministro de calefacción y refrigeración en los sectores residencial, comercial e industrial concentra cerca de la mitad del consumo final de energía a nivel mundial, lo que refuerza la necesidad de transitar hacia soluciones más eficientes y basadas en energías renovables [5]. Además, el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (PNUMA/UNEP) advierte que, bajo escenarios de continuidad de las políticas actuales, la demanda global de servicios de refrigeración podría más que triplicarse hacia 2050 si no se adoptan de forma masiva estrategias de eficiencia energética y enfoques de refrigeración sostenible [6].

En los sistemas de compresión en cascada, la selección de los refrigerantes constituye un factor de diseño crítico.





Históricamente se han empleado refrigerantes fluorados (CFC, HCFC y HFC) con elevados valores de Potencial de Calentamiento Global (GWP, por sus siglas en inglés), cuya reducción o eliminación progresiva ha sido impulsada por regulaciones internacionales orientadas a la protección de la capa de ozono y la mitigación del cambio climático [7]. En este contexto, los hidrocarburos ligeros (R290, R600a, R1270) se han consolidado como alternativas de bajo GWP, con Potencial de Agotamiento de Ozono (ODP, por sus siglas en inglés) nulo y propiedades termodinámicas favorables, capaces de ofrecer desempeños energéticos y exergéticos comparables a los de R134a, al tiempo que reducen de manera significativa la huella de CO₂ equivalente del sistema [8].

La evaluación del desempeño de ciclos de compresión de vapor, incluidos los sistemas en cascada, se ha basado tradicionalmente en indicadores energéticos de la Primera Ley de la Termodinámica, tales como el COP. Sin embargo, el análisis energético no permite localizar ni cuantificar las irreversibilidades internas del ciclo ni la degradación de la calidad de la energía. En contraste, el análisis exergético —formulado a partir de la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica— permite desagregar la destrucción de exergía por componente e identificar qué equipos (compresores, condensadores, evaporadores, válvulas de expansión) concentran las mayores irreversibilidades, proporcionando una base más sólida para priorizar acciones de mejora [7]. Aplicado a sistemas en cascada con refrigerantes de bajo GWP, este enfoque ha demostrado que la destrucción de exergía se concentra típicamente en el compresor y en los elementos asociados a la transferencia de calor, en particular el condensador y el intercambiador de calor en cascada, siendo estos los principales candidatos para estrategias de intensificación y optimización termodinámica [9], [10], [11].

Los sistemas en cascada que emplean CO₂ en el ciclo de baja temperatura y NH₃ en el de alta han sido objeto de numerosos estudios teóricos y de optimización, en los que se evalúan COP y eficiencia exergética en función de parámetros de diseño como las temperaturas de evaporación y condensación, la temperatura intermedia y el salto térmico en el intercambiador de calor intermedio [3], [9], [10], [11]. Sobre esta base se han desarrollado metodologías de optimización termoeconómica y análisis exergético avanzado que descomponen la destrucción de exergía en fracciones evitables/inevitables y propias/ajenas, proporcionando criterios cuantitativos para priorizar mejoras en compresores, válvulas de expansión e intercambiadores de calor dentro del ciclo CO₂/NH₃ [10], [11]. De forma complementaria, el análisis conjunto de energía y exergía se ha extendido al estudio de parejas de refrigerantes de bajo GWP en sistemas en cascada, evaluando múltiples combinaciones y mostrando que ciertos pares, como R41/R161 o R170/R161, presentan ventajas claras en términos de COP, eficiencia exergética y distribución de irreversibilidades [12]. En sistemas en cascada con R41/R404A y R23/R404A se ha demostrado, además, que el par R41/R404A conduce a temperaturas de descarga más bajas, menor destrucción de exergía y mayores valores de eficiencia exergética, por lo que se considera un sustituto termodinámicamente más ventajoso de R23 [12]. A escala de aplicación real, estudios en supermercados han comparado sistemas en cascada R744/R404A con configuraciones convencionales basadas en R404A y R22, reportando reducciones apreciables en el consumo eléctrico y en la relación de compresión del compresor de CO₂, lo que confirma el potencial de las arquitecturas en cascada para mejorar el desempeño energético en el sector comercial [13].

A pesar de estos avances, la mayor parte de la literatura sobre ciclos de compresión de vapor y sistemas en cascada continúa enfocándose en métricas estrictamente termodinámicas (COP, eficiencia exergética, distribución de irreversibilidades), sin integrar de manera sistemática criterios económicos ni indicadores ambientales. En años recientes han surgido enfoques integrados de tipo “3E” que combinan análisis exergético, económico y ambiental en ciclos en cascada CO₂/NH₃, permitiendo evaluar de forma simultánea la eficiencia, los costos de inversión y operación y el impacto climático del sistema [10]. De manera paralela, se han propuesto análisis conjuntos energético/exergético/ambiental para sistemas de compresión de vapor con refrigerantes de bajo GWP, en los que se cuantifica la contribución directa e indirecta a las emisiones equivalentes de CO₂ mediante indicadores como el TEWI (Total Equivalent Warming Impact) [8], [9].

En este contexto, se identifica la necesidad de estudios que aborden de forma coherente, y en un mismo marco metodológico, el desempeño termodinámico, económico y ambiental de sistemas de refrigeración en cascada con refrigerantes de bajo GWP. En este trabajo se lleva a cabo una evaluación integrada del desempeño termodinámico, económico y ambiental de un sistema de refrigeración por compresión en cascada de baja temperatura que emplea refrigerantes de bajo GWP, representativo de aplicaciones industriales y comerciales exigentes. Se busca proporcionar una base cuantitativa robusta que apoye el diseño y la adopción de sistemas de refrigeración en cascada más eficientes y alineados con los objetivos de descarbonización del sector de la refrigeración.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema de refrigeración en cascada se muestra en la Figura 1, la configuración opera mediante dos ciclos independientes pero interconectados térmicamente: un ciclo de baja temperatura (LT) y otro de alta temperatura (HT).

El acoplamiento entre ambos se realiza a través de un intercambiador de calor en cascada (CHX), que actúa como el condensador del ciclo LT y el evaporador del ciclo HT. En el ciclo de baja temperatura, el refrigerante absorbe calor en el evaporador (EVA), donde se evapora para producir el efecto refrigerante. Este vapor es luego comprimido en el compresor de baja presión (COMP LT), incrementando su presión y temperatura. A continuación, el vapor sobrecalentado libera su calor en el CHX, condensándose al transferir energía al ciclo HT.

Por su parte, en el ciclo de alta temperatura, el refrigerante capta esta energía en el CHX, evaporándose. El vapor resultante es comprimido en el compresor de alta presión (COMP HT), donde alcanza su mayor nivel de presión y temperatura. Finalmente, el fluido se condensa en un condensador enfriado por aire (CON), cediendo su calor latente al ambiente. Para completar ambos ciclos, los refrigerantes en estado líquido pasan por sus respectivas válvulas de expansión (V-1 y V-2), donde experimentan una reducción de presión y temperatura antes de retornar a los evaporadores, reiniciando así el proceso.

2.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Para la simulación se implementó un entorno de programación Python (Spyder 6.0.4) [14], empleando la biblioteca CoolProp [15], para la determinación de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes. La elección de esta herramienta se basa en la necesidad de facilitar el acceso y a la reproducibilidad de la investigación.

Con el objetivo de simplificar el análisis y mantener una consistencia con investigación previas, se emplearon las siguientes suposiciones reportadas en literatura:

- Operación en estado estacionario.
- La energía cinética y potencial, son despreciables.
- Los refrigerantes se encuentran en estado de saturación a la salida de evaporadores y condensadores.
- Las válvulas de expansión se modelan como dispositivos de estrangulamiento isoentálpico.
- Se consideran despreciables las pérdidas de calor al ambiente y las caídas de presión en tuberías y componentes.
- El estado muerto para el análisis exergético se define a 298.2 K (25 °C) y 101.3 kPa.

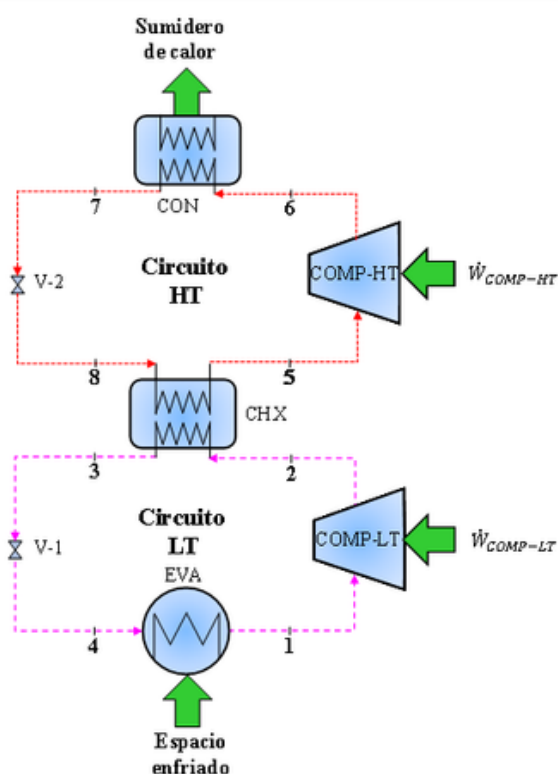


Figura 1. Sistema de compresión de vapor en cascada.

En la Tabla 1 se muestran los parámetros de operación para el análisis, donde se incluye la carga térmica del evaporado, la eficiencia isoentrópica de los compresores, los intervalos de temperatura en el evaporador, intercambiador de calor y condensador.

Tabla 1. Parámetros operativos del sistema de compresión.

Parámetro	Valor
Carga térmica del evaporador ($\dot{Q}_{EVA}$)	10 kW
Eficiencia isoentrópica 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

2.3 PRIMERA Y SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

El balance de masa y energía para cada equipo del sistema de compresión se establece a partir de la Primera Ley de la Termodinámica [16]:

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

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

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

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" denotan entrada y salida.

Por otro lado, el análisis exergético se fundamenta en la Segunda Ley de la Termodinámica, donde la exergía total de una corriente compone por exergía física y exergía química [17]:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (4)$$

Mientras que, la exergía física de una corriente se define como [17]:

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

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 [18]:

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

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 . Otro indicador importante es eficiencia exergética de cada equipo que denota la relación entre la exergía suministrada (sum) y la exergía producida (prod) del sistema definida por [17]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{prod}}{\dot{E}x_{sum}} \times 100 \quad (7)$$

La exergía destruida (irreversibilidades) del sistema son cuantificados mediante [18]:

$$\dot{E}x_D = \sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_o \quad (8)$$

donde $\dot{E}x_i$ es la exergía de entrada y $\dot{E}x_o$ es la exergía de salida en cada componente expresada en kW. Mientras que, el coeficiente de desempeño energético (COP) y el coeficiente de desempeño exergético (ECOP) se determina por:

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

$$ECOP = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_{COMP HT} + \dot{W}_{COMP LT}} \quad (10)$$

2.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

Para obtener el costo del sistema es necesario calcular el área de los intercambiadores de calor dados mediante [19]:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}} \quad (11)$$

donde $\dot{Q}$ es la potencia térmica (kW) obtenida a partir del balance energético, A es el área de transferencia de calor (m^2) y U es el coeficiente global de transferencia de calor ($kW/m^2 \text{ } ^\circ C$).

El costo de cada equipo de intercambio de calor está en función del área de transferencia de calor. Por lo que, se han establecido correlaciones que calculan el costo de inversión en equipamiento. Debido a parámetros económicos como la inflación es necesario realizar un ajuste con respecto al tiempo, para ello se utiliza el Índice de Costos de Plantas de Ingeniería Química (CEPCI) que muestra la relación entre el precio reciente del equipo (CEPCI2025) y el precio del mismo equipo en años anteriores (CEPCI ref) resultando en [20]:



$$PEC_{k,2023} = PEC_{k,ref} \times \frac{CEPCI_{2025}}{CEPCI_{ref}} \quad (12)$$

La tasa de costo de inversión del equipo ($\dot{Z}_k$), es la suma del costo de capital ($\dot{Z}_k^{CI}$) y de los costos de operación y mantenimiento ($\dot{Z}_k^{OM}$) determinado por [18]:

$$\dot{Z}_{tot} = \sum \dot{Z}_k^{CI} + \sum \dot{Z}_k^{OM} \quad (13)$$

$$\dot{Z}_k^{CI} = \frac{PEC_k CRF}{\tau} \quad (14)$$

$$\dot{Z}_k^{OM} = \frac{\phi PEC_k CRF}{\tau} \quad (15)$$

donde ϕ es el factor de mantenimiento ($\phi=1.06$), y τ son las horas operacionales anuales (8280 h) del sistema. Mientras que el factor de recuperación de la inversión (CRF) calculado mediante [20]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (16)$$

donde "i" es la tasa de interés anual ($i=0.10$) [21], y el período de vida útil del sistema ($N=20$ años) [21]. Mientras que el costo del suministro eléctrico se calcula por [21]:

$$\dot{C}_F = \frac{\dot{W}_{tot} k_{elec}}{\tau} \quad (17)$$

Donde, k es el costo asociado por la electricidad (0.09 \$/kWh). El costo nivelado de enfriamiento (LCOC) viene dado por [21]:

$$LCOC = \frac{\dot{C}_F + \dot{Z}_{tot}}{\dot{E}_{x_{prod,EVA}}} \quad (18)$$

2.4 ANÁLISIS AMBIENTAL

Con la finalidad de obtener el desempeño ambiental del sistema, es necesario estimar las toneladas de CO_2 liberadas por 1 kW de energía eléctrica utilizada. La cantidad estimada en toneladas de CO_2 se obtiene a partir de [22]:

$$\dot{m}_{CO_2} = \lambda \tau (\dot{W}_{tot}) \quad (19)$$

donde λ es el factor de emisiones liberadas para haber consumido un kWh de energía eléctrica consumida (0.968 kg CO_2 / kWh) [22], y $\dot{W}_{tot}$ es la potencia eléctrica consumida por los compresores del sistema por compresión de vapor.

3 RESULTADOS

3.1 VALIDACIÓN DEL SISTEMA

Con la finalidad de determinar la fiabilidad del modelo computacional, se compararon datos de este estudio con los reportados por Faruque et al [23]. La Figura 2 muestra la comparación de los datos obtenidos con los del modelo reportado en literatura, 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.

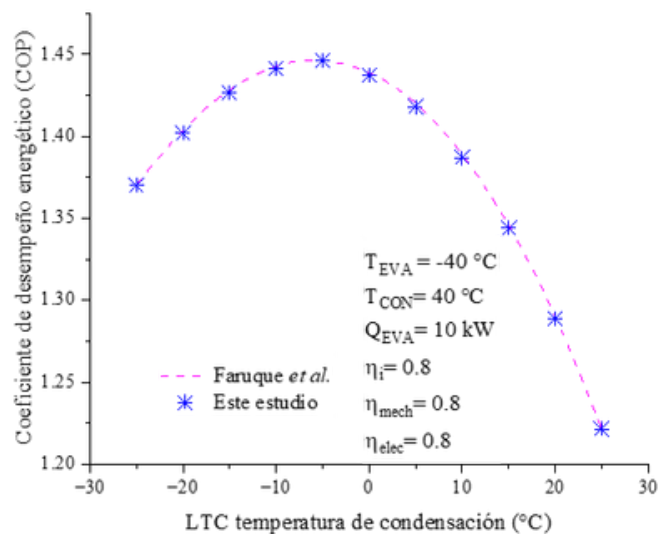


Figura 2. Validación del sistema de compresión en cascada.

3.2. DESEMPEÑO DEL SISTEMA EN CASCADA PARA DIVERSOS REFRIGERANTES

Con la finalidad de obtener el desempeño de los refrigerantes empleados, la Figura 3 muestra el COP y el ECOP para diversos refrigerantes. Incrementar la temperatura del CHX en cierto punto ocasiona un aumento máximo del COP y ECOP. Después de alcanzar su valor máximo ambos indicadores empiezan a disminuir. En un inicio incrementar la T_{CHX} ocasiona una subida en el trabajo del COMP-LT, pero se ve compensada con un aumento mayor en la carga de refrigeración. Sin embargo, al llegar al punto óptimo, predomina el trabajo del compresor sobre el efecto de refrigeración, ocasionando que un aumento en la T_{CHX} exija más trabajo al COMP-LT, mientras que la carga de enfriamiento va disminuyendo. Este comportamiento se puede observar en los 4 pares de trabajo planteados, tanto para COP, como para ECOP. El par de trabajo que resultó con mayor COP y ECOP fue el R744-RE170, con 1.42 y 0.33, respectivamente. Los COP y ECOP más altos para R744-R717, R744-R600 y R744-R600a se obtuvieron para temperaturas del CHX de -12, -10 y -8 °C, respectivamente. Esto se asocia a las propiedades termodinámicas del refrigerante del ciclo de alta presión, como el calor latente de vaporización o la presión de vapor para una temperatura dada para cada refrigerante.

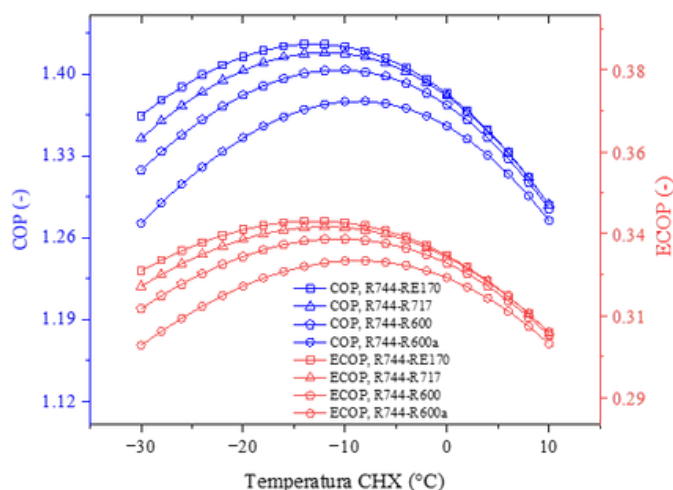


Figura 3. COP y ECOP para diversos refrigerantes del ciclo de compresión en cascada.



Por otro lado, la Figura 4 muestra la exergía destruida total para cada refrigerante. El par R744-RE170 es el equipo con menor exergía destruida (4.60 kW), mientras que el equipo que presentó mayor destrucción de exergía fue el R744-R600a (5.4 kW). Al igual que en el COP y ECOP, los pares restantes de refrigerantes encuentran su valor mínimo de exergía destruida en -12, -10 y -8 °C. Esto se asocia a que la destrucción de exergía está relacionada con el ECOP global del sistema. El par R744-RE170 muestra que está operando más cerca de los límites ideales, desperdiciando menos energía para el mismo sistema.

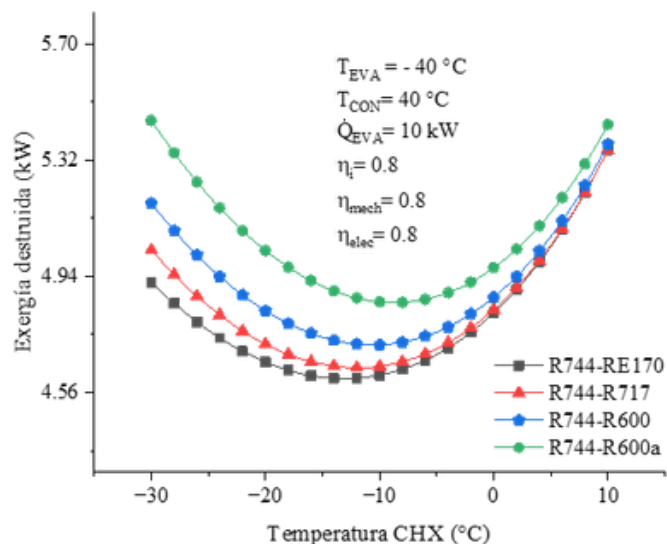


Figura 4. Exergía destruida para diversos refrigerantes del ciclo de compresión en cascada.

Mientras que, en la Figura 5 se muestra el costo nivelado de enfriamiento (LCOC) del sistema de compresión. Aumentar la T_{CHX} ocasiona que el LCOC aumente para todos los refrigerantes, esto debido a que incrementa la presión del COMP-LT, ocasionando un aumento en el costo del sistema de refrigeración. El par refrigerante con menor LCOC fue el R744-R717, este fenómeno se asocia a que con este par de trabajo se obtienen los menores costos por unidad de tiempo en el sistema de compresión, por su calor de vaporización más alto en comparación con los otros refrigerantes; es decir, el R717 absorbe más calor por kg de fluido, esto permite reducir el flujo másico para una misma capacidad, reduciendo el trabajo del compresor.

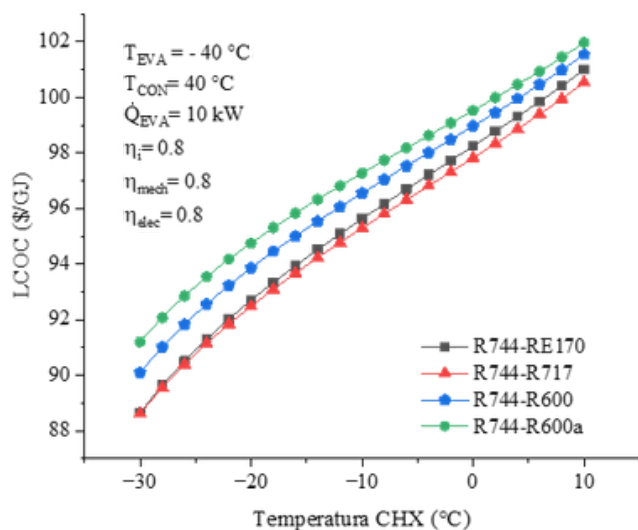


Figura 5. LCOC para diversos refrigerantes del ciclo de compresión en cascada.

Para el desempeño ambiental del sistema, se evaluaron las emisiones de CO_2 del sistema de compresión en ton/año. Como se observa en la Figura 6, al incrementar la T_{CHX} disminuyen las emisiones de CO_2 , hasta llegar a un punto óptimo. Después de esa temperatura las emisiones vuelven a aumentar, la T_{CHX} ocasiona que el sistema consuma energía eléctrica adicional en ambos compresores aumentando las emisiones por kWh consumida. El par con menores emisiones es el R744-RE170 (56.23 ton/año), mientras que el de mayores emisiones fue el R744-R600a (63 ton/año).

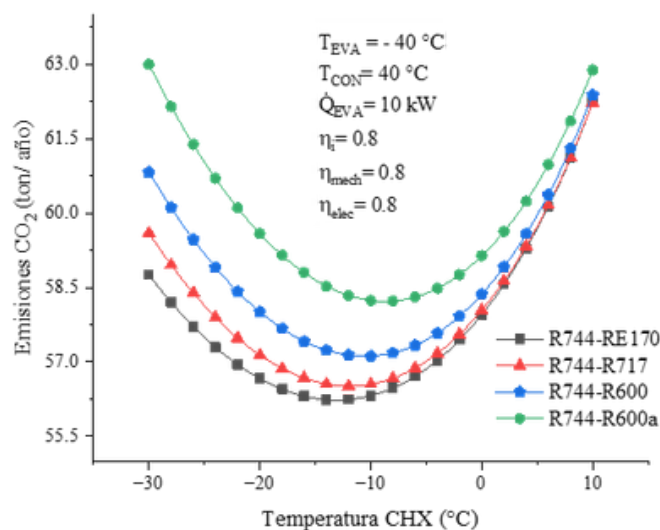


Figura 6. Emisiones de CO_2 para diversos refrigerantes del ciclo de compresión en cascada.

Es evidente que los indicadores de desempeño termodinámico (COP y ECOP), y las emisiones de CO_2 , derivadas del consumo eléctrico del sistema de compresión presentan un comportamiento inverso. Mientras que el COP y ECOP alcanzan su máximo, las emisiones alcanzan su mínimo. Debido a esta relación opuesta, la robusticidad del sistema, las diversas variables operativas y la existencia de varios puntos óptimos, ambos parámetros, se consideran candidatos para procesos de optimización multiobjetivo, especialmente en futuros estudios de eficiencia energética, desempeño económico y reducción de impacto ambiental en sistemas de refrigeración.

3.3 CASO DE ESTUDIO

Con la finalidad de obtener diversos parámetros termodinámicos, económicos y ambientales del sistema de refrigeración por compresión mecánica, se desarrollará un caso de estudio orientado a analizar como varían las principales indicadores termodinámicos, económicos y ambientales del sistema, empleando los refrigerantes R744 en el circuito de LT y R600 en el circuito de HT.

En la Figura 7 se muestran las eficiencias exergéticas, es evidente que las válvulas de expansión son los equipos con mayor eficiencia exergética, porque las principales pérdidas energéticas se asocian a efectos de pequeños cambios de presión y pequeñas disipaciones de calor, en lugar de grandes procesos termodinámicos irreversibles. Mientras que en otros equipos como el CON, la baja eficiencia exergética se asocia al gradiente de entropía (8 kJ/kg °C) por el proceso de cambio de fase del refrigerante de vapor sobrecalentado a líquido saturado. En general, el cambio de entropía afecta al flujo de exergía, provocando pérdidas representativas de exergía, y a su vez provocando una relación desproporcionada entre exergía suministrada y producida ocasionando una disminución significativa en la eficiencia exergética en este equipo. Ambos compresores presentaron una eficiencia exergética cercana al 70 %.

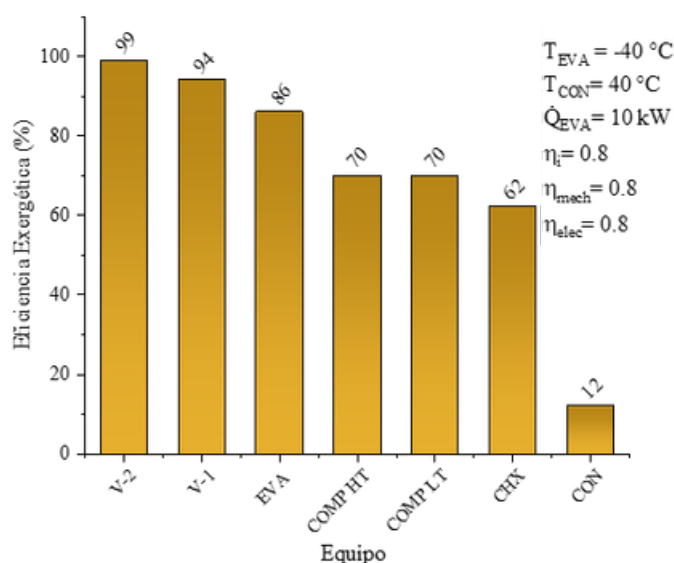


Figura 7. Eficiencia exergética por equipo para el sistema de compresión en cascada.

Por otro lado, la Figura 8 muestra la contribución de exergía destruida (irreversibilidades) por equipo, donde es evidente que la mayor contribución de exergía es por parte del COMP-LT y el COMP-HT con un 23.6 y 21.5 %, respectivamente. Esto debido a que estos equipos tienen un principio de operación que implica trabajo mecánico significativo, suministrado por una gran cantidad de energía eléctrica (kW por ambos compresores). Desde una perspectiva termodinámica, un compresor opera bajo un proceso isentrópico, es decir, provoca incrementos de entropía asociados al calentamiento del refrigerante durante la compresión. Aunado a eso, existe un salto de presión y de temperatura requerido en cada etapa (LT y HT), implicando que existan gradientes térmicos entre cada etapa del ciclo de compresión en cascada. Mientras que, el CHX, muestra una contribución de exergía destruida cercana al 11.3 %, a pesar de no involucrar trabajo mecánico, este porcentaje se asocia a los gradientes térmicos significativos entre las corrientes que intercambian calor en este equipo. Cuando la transferencia de calor ocurre, se incrementa la generación de entropía en cada corriente y, por ende, ocurre un incremento en la destrucción de exergía. Finalmente, las válvulas (V-1 y V-2), son los equipos con menor contribución en la destrucción de exergía, esto debido a que son dispositivos que no realizan ningún trabajo mecánico, y que tampoco implican algún proceso de transferencia de calor desde o hacia el entorno, su única función es disminuir la presión de los refrigerantes del circuito de LT y de HT.

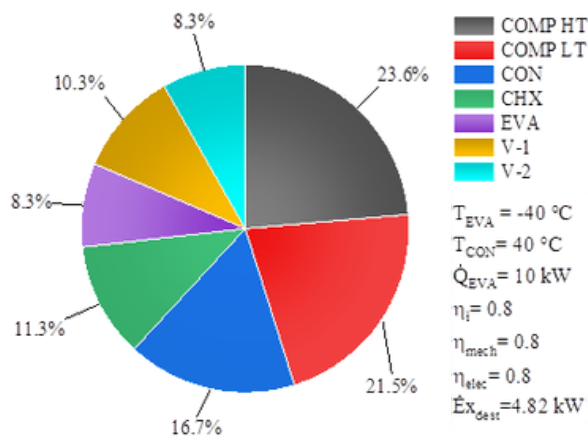


Figura 8. Porcentaje de exergía destruida por equipo para el sistema de compresión en cascada.

La Figura 9 muestra la gráfica de contorno del tiempo de retorno de la inversión en función de la temperatura de evaporación del ciclo de baja (T_{EVA}) y de la temperatura del intercambiador en cascada (T_{CHX}) para el caso de estudio. Los menores tiempos de recuperación (≈ 3.5 años) se concentran en la región donde T_{EVA} se sitúa en torno a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y T_{CHX} adopta valores cercanos a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que la combinación de evaporaciones más profundas ($T_{EVA} \approx -55\text{ }^{\circ}\text{C}$) con temperaturas elevadas en el intercambiador de calor de cascada ($T_{CHX} \approx 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) conduce a retornos superiores a 7-8 años.

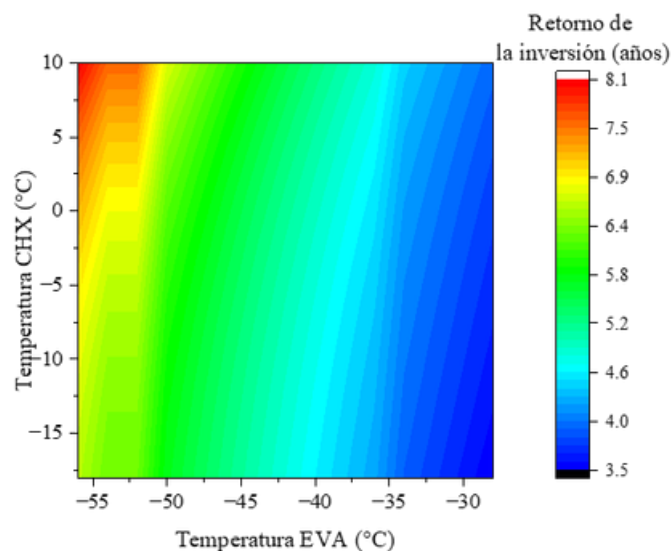


Figura 9. Superficie de contorno del retorno de la inversión en función de T_{EVA} y T_{CHX} .

Esta tendencia refleja el compromiso entre carga térmica y consumo eléctrico: al aumentar T_{EVA} disminuye el salto térmico del ciclo de baja, se reduce el caudal másico requerido y mejora el desempeño de los compresores, lo que se traduce en menores potencias de compresión instaladas y en una reducción tanto de los costos de inversión (menores áreas de intercambio de calor en el evaporador y el intercambiador en cascada) como de los costos de operación asociados al trabajo de compresión.

Para una T_{CHX} fija, el incremento de T_{EVA} acorta de forma casi monótona el tiempo de retorno desde valores cercanos a 8 años hasta aproximadamente 3.5 años, mientras que variaciones moderadas de T_{CHX} a T_{EVA} constante tienen un efecto comparativamente menor. En términos económicos, esta relajación de las condiciones de evaporación reduce el consumo eléctrico anual y, en consecuencia, acelera la recuperación de la inversión. La pendiente marcada de las bandas de color a lo largo del eje de T_{EVA} confirma que, dentro del rango analizado, el indicador económico es mucho más sensible a la temperatura de evaporación que a cambios en T_{CHX} .

Por otro lado, en la Figura 10 muestra la superficie de contorno del LCOC, en función de T_{EVA} y T_{CHX} . El valor óptimo del LCOC, se localiza en la región donde $T_{EVA} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{CHX} = -15$, esto indica que con estos parámetros operativos permiten mejores valores de LCOC, en esta zona es aprovechada la exergía producida del EVA.

Cuando la T_{CHX} aumenta manteniendo constante T_{EVA} , el LCOC se incrementa debido a la razón de compresión del ciclo de alta, incrementando el trabajo específico y reduciendo la exergía neta disponible en el evaporador. La disminución de exergía útil, combinada con mayores costos eléctricos, provoca un aumento directo en el LCOC al crecer el numerador (costo operativo) y disminuir el denominador (exergía producida). De forma similar, al incrementar T_{EVA} manteniendo fija T_{CHX} , el LCOC también se incrementa, aunque mediante un mecanismo distinto. Un aumento en T_{EVA} disminuye la entalpía de vaporización y reduce la exergía del proceso de evaporación, lo que obliga a incrementar el caudal másico para sostener la misma capacidad frigorífica. Este incremento en el flujo másico implica mayores áreas de transferencia de calor en el evaporador y en el intercambiador de cascada, elevando los costos de inversión. Al mismo tiempo, la exergía específica del frío producido disminuye, lo que reduce el valor del denominador en el cálculo del LCOC.

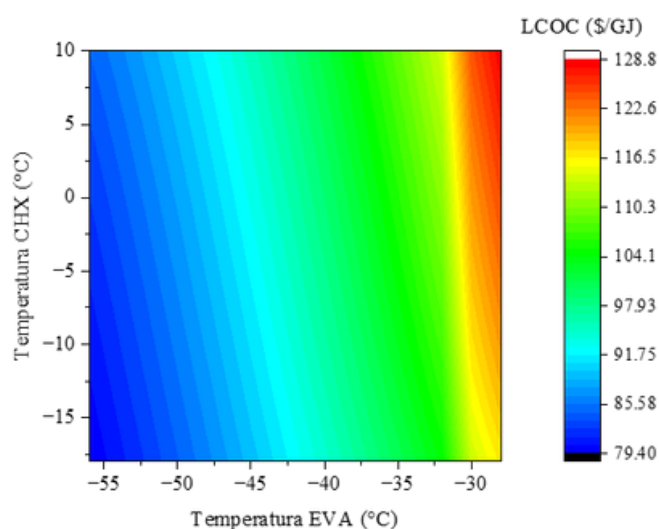


Figura 10. Superficie de contorno del LCOC en función de T_{EVA} y T_{CHX} .

Finalmente, la Figura 11 muestra la superficie de contorno de las emisiones de CO_2 del sistema de compresión de vapor en cascada. El valor óptimo de las emisiones se localiza en la región donde $T_{EVA} = -30^\circ C$ y $T_{CHX} = -15^\circ C$, lo cual indica que en este rango operativo las potencias tanto de la turbina de alta como de la turbina de baja se mantienen en niveles moderados, permitiendo un funcionamiento más equilibrado del sistema. En esta región, el gradiente térmico entre los componentes es suficiente para sostener la producción de exergía sin exigir incrementos abruptos de flujo másico ni demandas energéticas adicionales, lo que se traduce en menores emisiones indirectas asociadas al consumo eléctrico en ambos compresores. Por otra parte, cuando T_{CHX} aumenta, manteniendo constante T_{EVA} , se observa un incremento pronunciado en las emisiones de CO_2 . Esto ocurre debido a que una T_{CHX} más elevada reduce la capacidad del intercambiador de cascada para disipar calor, obligando al ciclo de alta a operar con una mayor razón de compresión. Este incremento ocasiona un aumento en la potencia consumida por el COMP-HT y aumenta las pérdidas irreversibles por compresión. A su vez, la mayor potencia requerida se traduce en un incremento directo de emisiones por unidad de exergía útil producida. Conforme T_{CHX} se aproxima a valores positivos (especialmente alrededor de $10^\circ C$), este efecto se vuelve más marcado, alcanzando el máximo incremento de emisiones.

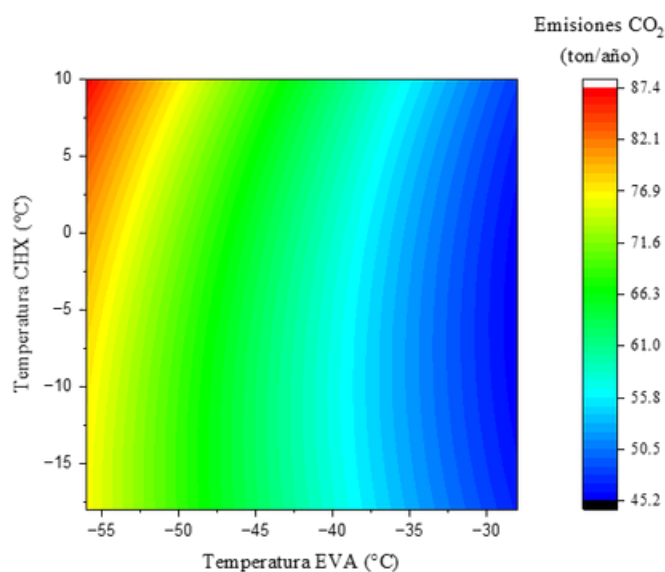


Figura 11. Superficie de contorno de emisiones de CO_2 en función de T_{EVA} y T_{CHX} .

De forma similar, al disminuir T_{EVA} hacia temperaturas más bajas, manteniendo fija T_{CHX} , las emisiones también incrementan. Una T_{EVA} demasiado baja (por ejemplo $-55^\circ C$) ocasiona un aumento en la diferencia de temperatura en el evaporador, elevando la carga térmica que debe ser compensada por el sistema. Para mantener la capacidad de enfriamiento, el flujo másico en el ciclo de compresión debe aumentar, lo cual incrementa la potencia del COMP-LT y la demanda energética total. Adicionalmente, la exergía específica del proceso de evaporación disminuye cuando la temperatura cae demasiado, reduciendo la eficiencia global del ciclo. Este deterioro exergético obliga al sistema a trabajar con mayor potencia para generar la misma capacidad de frío, incrementando las emisiones resultantes.

CONCLUSIONES

Este trabajo presentó el análisis termo-económico y ambiental de un sistema de compresión en cascada para aplicaciones de baja temperatura (0 a $-60^\circ C$), utilizando pares refrigerantes de bajo GWP. Los resultados obtenidos permiten destacar las siguientes conclusiones:

- Los valores máximos de COP y ECOP fueron de 1.43 y 0.34, respectivamente.
- El par R744-RE170 mostró los mejores resultados globales, al presentar los valores más altos de COP y ECOP, las menores tasas de exergía destruida, así como los valores más bajos de LCOC e impacto ambiental. Este comportamiento se atribuye a la elevada estabilidad termodinámica del RE170 y a su buena compatibilidad con el ciclo transcrito del CO_2 .
- Los compresores (COMP-LT y COMP-HT) fueron identificados como los componentes con mayor contribución a la destrucción de exergía, con valores cercanos al 45 %, lo que los posiciona como los principales candidatos para implementar estrategias de optimización, como mejoras en uso de compresión asistida o recuperación de trabajo, etc.
- El condensador (CON) se determinó como el componente con menor eficiencia exergética, debido al elevado gradiente de entropía asociado al proceso de rechazo de calor y al cambio de fase (de vapor sobrecalentado a líquido saturado).
- Los periodos de retorno de la inversión (payback) se ubicaron entre 3.5 y 8.1 años. Aumentar la T_{EVA} y disminuir la T_{CHX} mejora sustancialmente este indicador, al reducir los costos operativos asociados al trabajo específico de compresión.
- Incrementar T_{EVA} contribuye a reducir las emisiones de CO_2 , debido a la disminución en la potencia combinada de los compresores y a una mejora en la calidad exergética del frío producido.

Los sistemas de compresión mecánica en cascada se erigen como una alternativa viable cuando se emplean refrigerantes de bajo GWP, como el RE170, permitiendo obtener un buen desempeño termoeconómico y ambiental. Se recomienda complementar estos estudios con análisis exergoeconómicos y exergéticos avanzados, así como el uso de herramientas de optimización multiobjetivo, que permitan identificar los parámetros óptimos del sistema de refrigeración.

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] F. Lontsi, O. Hamandjoda, O. T. Sosso Mayi, and A. Kemajou, "Development and performance analysis of a multi-temperature combined compression/ejection refrigeration cycle using environment friendly refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, vol. 69, pp. 42–50, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.05.018.
- [2] M. Z. Saeed, L. Contiero, S. Blust, Y. Allouche, A. Hafner, and T. M. Eikevik, "Ultra-Low-Temperature Refrigeration Systems: A Review and Performance Comparison of Refrigerants and Configurations," *Energies* (Basel), vol. 16, no. 21, p. 7274, Oct. 2023, doi: 10.3390/en16217274.
- [3] J. Alberto Dopazo, J. Fernández-Seara, J. Sieres, and F. J. Uhía, "Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures," *Appl Therm Eng*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1577–1583, Jun. 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.07.006.
- [4] M. Baha, S. Hammami, and Dupont J-L, "The role of refrigeration in the global economy," Paris, 2025.
- [5] International Renewable Energy Agency, "Urgent Action Needed for the Energy Transition in Heating and Cooling," 2020.
- [6] United Nations Environment Programme, "Global Cooling Watch 2025," Nairobi, Kenya, 2025. doi: 10.59117/20.500.11822/48926.
- [7] J. U. Ahamed, R. Saidur, and H. H. Masjuki, "A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 3, pp. 1593–1600, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.11.039.
- [8] M. Ghanbarpour, A. Mota-Babiloni, B. E. Badran, and R. Khodabandeh, "Energy, Exergy, and Environmental (3E) Analysis of Hydrocarbons as Low GWP Alternatives to R134a in Vapor Compression Refrigeration Configurations," *Applied Sciences*, vol. 11, no. 13, p. 6226, Jul. 2021, doi: 10.3390/app11136226.
- [9] 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.
- [10] O. Rezayan and A. Behbahaninia, "Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems," *Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 888–895, Feb. 2011, doi: 10.1016/j.energy.2010.12.022.
- [11] E. Gholamian, P. Hanafizadeh, and P. Ahmadi, "Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system," *Appl Therm Eng*, vol. 137, pp. 689–699, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.03.055.
- [12] 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.
- [13] A. da Silva, E. P. Bandarra Filho, and A. H. P. Antunes, "Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets," *Appl Therm Eng*, vol. 41, pp. 30–35, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.12.019.
- [14] Spyder Development Team, "Spyder: The Scientific Python Development Environment," 2025, 6.1.1.
- [15] 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," *Ind Eng Chem Res*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, Feb. 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [16] K. Wark and Donald. E. Richards, *Termodinámica*. McGraw-Hill, 2000.
- [17] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*, Wiley, 1996.
- [18] H. Ghiasirad, N. Asgari, R. Khoshbakhti Saray, and S. Mirmasoumi, "Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer," *Energy Convers Manag*, vol. 235, p. 113969, May 2021, doi: 10.1016/J.ENERCONMAN.2021.113969.
- [19] F. Kreith, R. Manglik, and M. Bohn, *Principios de transferencia de calor*, Segunda. CENGAGE Learning, 2012.
- [20] Y. Cao et al., "Examination and optimization of a novel auxiliary trigeneration system for a ship through waste-to-energy from its engine," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 31, p. 101860, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.csite.2022.101860.
- [21] J. Dai et al., "Financially focused 3E optimization of innovative solar-powered dual-temperature refrigeration systems: Balancing cost-effectiveness with environmental sustainability," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 59, p. 104597, Jul. 2024, doi: 10.1016/J.CSITE.2024.104597.

- [22] Y. Xu, N. Jiang, F. Pan, Q. Wang, Z. Gao, and G. Chen, "Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses," *Energy Convers Manag*, vol. 133, pp. 535–547, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.073.
- [23] 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.