

EVALUACIÓN EXERGÉTICA DE UN CICLO DE AUTOCASCADA CON EYECTOR PARA APLICACIONES DE ULTRABAJA TEMPERATURA

Mario A. Gutiérrez, Rubén Ossorio y Emilio Navarro Peris

Instituto Universitario de Investigación en Ingeniería Energética, Universitat Politècnica de València, 46022, Valencia, España

Mario A. Gutierrez
magucru@etsii.upv.es

.....

Resumen: *El uso de ciclos eyectores en sistemas con R744 ha sido estudiado en los últimos años mostrando su potencial de mejora, siendo una tecnología implementada a nivel comercial. Existen otras aplicaciones como los frigoríficos de ultra baja temperatura (ULTR) en los que, como consecuencia de trabajar a relaciones de presión muy altas, el uso del eyector podría representar también un potencial de mejora. Hoy en día, con el fin de superar la alta diferencia de temperatura con costos razonables, se implementan configuraciones conocidas como sistema de refrigeración en auto cascada.*

En este estudio se considera el potencial de mejora del uso de un eyector en el ciclo de autocascada ULTR. El potencial de mejora se ha analizado mediante el estudio de las irreversibilidades que se producen en los diferentes elementos del ciclo mediante un enfoque exergético. Además, se discute el efecto de la temperatura de evaporación sobre el potencial de mejora.

Palabras clave: Refrigerantes naturales, eyectores, hidrocarburos, eficiencia, exergía.

1. INTRODUCCIÓN

De acuerdo con ASHRAE [1] Las aplicaciones de refrigeración con temperaturas por debajo de -50°C son consideradas como aplicaciones de ultra bajas temperaturas (ULT). Estos sistemas se utilizan en diferentes campos como la conservación de alimentos, congelación super rápida y aplicaciones biomédicas, como lo son la preservación de muestras biológicas. Estos sistemas necesitan trabajar con grandes diferencias de temperaturas, es por eso que el uso de sistemas multi etapa y sistemas en cascada es recomendado para afrontar este problema [2][3]. Sin embargo el uso de estas soluciones supone un mayor número de componentes en el sistema, lo cual incrementa su costo y sus dimensiones.

Los sistemas de auto refrigeración en cascada (ARC) con mezclas azeotrópicas de refrigerantes se presentan como una alternativa viable para alcanzar temperaturas ultra bajas haciendo uso de un único compresor [4]. Estos sistemas tienen diversas ventajas: una estructura simple, alta eficiencia y flexibilidad en comparación con los sistemas de cascada convencionales. Sin embargo, su rendimiento depende de manera crítica de la composición de la mezcla [5].

Aunando a lo anterior, los ciclos ARC funcionan con altas diferencias de presión, por lo cual el uso de eyectores en lugar de válvulas de expansión se ha presentado como una alternativa con potencial para aumentar el COP en estos sistemas mediante la reducción de las irreversibilidades producidas en la expansión [6]. En [7] estudiaron la mejora de la eficiencia de un sistema de autocascada con eyector (EARC) usando refrigerantes R134a/

R23 y encontraron mejoras de COP superiores al 10 %, por su parte en [8] se lograron mejoras similares utilizando R134a/R600a. Asimismo, en [9] se estudiaron los sistemas EARC que utilizan R290/R170 como alternativa a los refrigerantes con alto potencial de calentamiento global (GWP).

En este trabajo se ha estudiado el potencial de mejora que tiene el uso de un ejector como sistema de expansión principal en un ciclo de autocascada para aplicaciones de ultra baja temperatura. Para el estudio se ha realizado una comparativa teórica tanto energética como exérgica de un ciclo sin ejector (ARC) y un ciclo con ejector (EARC) trabajando con la mezcla R600a/R1150. También se ha estudiado cómo evoluciona el margen de mejora en función de la temperatura de evaporación en el rango de -55 a -85°C.

2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En la Figura 1 se presenta un esquema de los ciclos analizados. Los elementos más característicos de estos sistemas son el tanque de separación y el condensador en cascada. En el tanque de separación, la corriente principal se separa en dos, la primera corresponde al líquido saturado y la segunda al vapor saturado. La porción líquida (con mayor concentración de refrigerante no volátil) se expande y se utiliza para condensar la corriente de vapor saturado (rica en componentes volátiles). Esta corriente rica en componentes volátiles luego se expande en el evaporador logrando la temperatura de evaporación deseada.

En el EARC, se usa un eyector para expandir la corriente de líquido del tanque de expansión. Durante este proceso, parte del trabajo de expansión se recupera y se usa para elevar la presión de la corriente de refrigerante que va al compresor. De esta forma, se reduce el trabajo requerido por el compresor y por tanto su consumo.

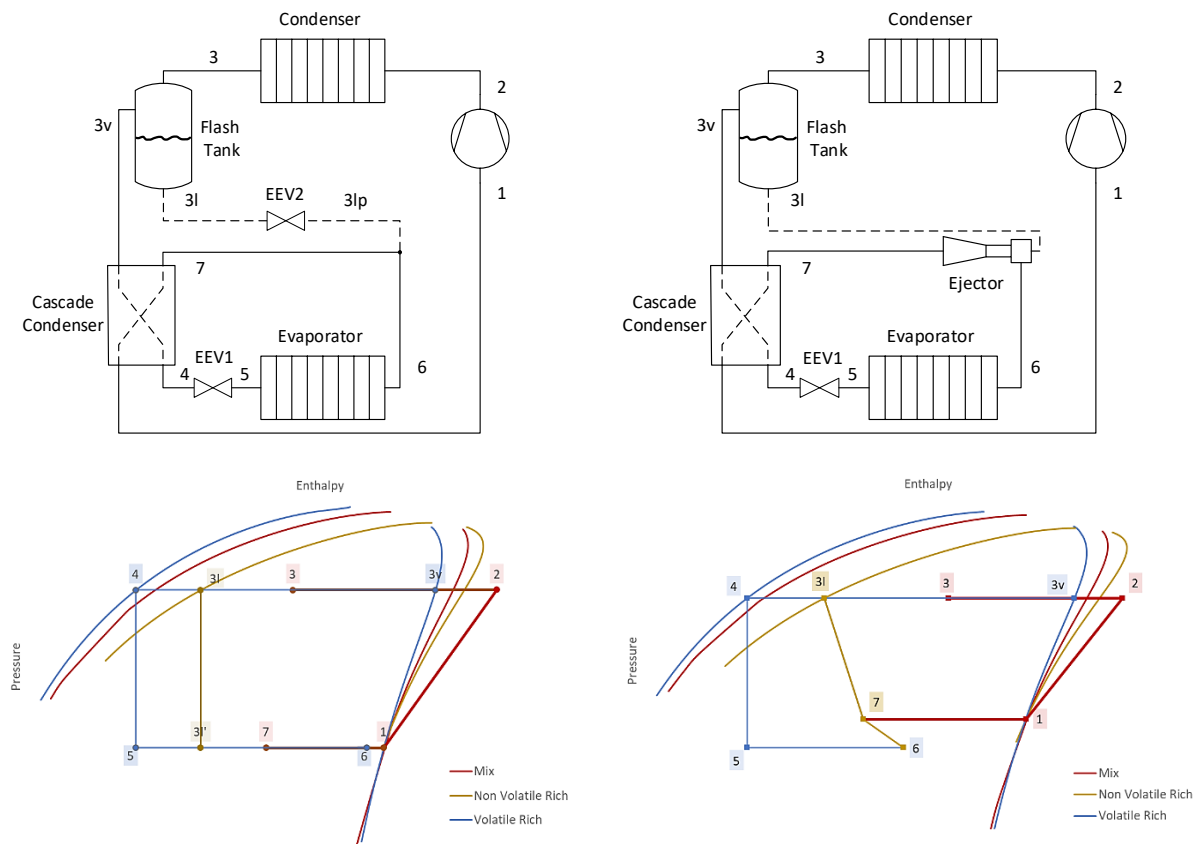


Figura 1. Sistema ARC (izquierda). Sistema EARC (derecha)

Con el propósito de comparar el rendimiento del sistema, se han diseñado dos modelos teóricos, uno por cada tipología de ciclo. Ambos modelos consideran: régimen permanente, expansiones isoentálpicas y que no existen pérdidas de calor ni de presión. Para el cálculo del consumo del compresor en ambos casos se asume que el compresor tiene un desplazamiento de refrigerante constante de 1 g/s con una eficiencia isentrópica modelada utilizando la expresión en función de RP proporcionada por Liu et al. (2022) Ec.(1).

$$\eta_{c,is} = 0.874 - 0.0135 * RP \quad \text{Eq.(1)}$$

El eyector fue modelado utilizando la definición de eficiencia dada por Elbel y Hrnjak [10] la cual está representada en Ec. (2). Esta definición consiste en el ratio entre la energía de compresión del eyector (energía recuperada) y la energía disponible durante el proceso de expansión (energía máxima disponible). Con ello, la eficiencia del 100% se obtendría cuando se consigue aprovechar toda energía disponible durante la expansión para comprimir el fluido que se dirige a la succión del compresor. Esta expresión, a diferencia de otras definiciones de eficiencia del eyector, tiene la ventaja de depender únicamente de los parámetros externos del mismo, por lo que es especialmente adecuada cuando se realiza un análisis de ciclo.

$$\eta_{ey} = \frac{\dot{m}_{3v} [h(P_7, s_6) - h_6]}{\dot{m}_{3l} [h_{3l} - h(P_7, s_{3l})]} \quad \text{Eq.(2)}$$

En este estudio se han considerado dos casos en cuanto a eficiencia del eyector: el caso de eyector ideal con eficiencia unitaria y otro caso con una eficiencia del 20%, más cercana a los valores reales reportados en la literatura.

En el tanque de separación, al suponerse un estado estacionario, la relación entre los flujos másicos de salida de vapor y líquido es igual al título del refrigerante de entrada. En cuanto a las concentraciones de las corrientes de líquido y vapor, se calculan iterativamente conociendo su temperatura, presión y título (que es 0 y 1 respectivamente). Las propiedades térmicas de las mezclas se calcularon utilizando la base de datos Refprop versión 10 [11].

Además de lo comentado anteriormente el modelo dispone de los siguientes parámetros de entrada:

- Temperatura de salida del evaporador, que se considera como la ULT necesaria en la aplicación.
- Temperatura del tanque de expansión, considerada igual a la temperatura ambiente (20 °C).
- Presión o calidad a la salida del condensador (definiendo uno fija el otro). Estas son variables clave para calcular los flujos másicos del tanque de expansión y su composición. Para este estudio se ha fijado una calidad de 0,6.
- Sobrecalentamiento y subenfriamiento igual a 0K.
- Composición del refrigerante, se ha seleccionado una mezcla de R600a/R1150 con composición másica de 0.65/0.35.

3. METODOLOGÍA

Una vez descrito los modelos teóricos se va a describir la metodología adoptada para realizar la comparación entre ambas tipologías de ciclo.

Por un lado, se ha realizado un análisis energético, para ello, se han estudiado los flujos de energía del ciclo, centrándose en el consumo del compresor y la capacidad del evaporador con el fin de evaluar los valores de COP [Eq.(3)] y su potencial de mejora. Remarcar que, para que

los resultados no dependan del refrigerante ni el compresor utilizado, se ha decidido utilizar el consumo específico (asumiendo un flujo másico de 1g/s) y capacidad volumétrica (KJ/m³).

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_c} \quad \text{Eq.(3)}$$

Por otro lado, se ha realizado un análisis del desempeño exergético del sistema, para ello se considera una metodología que se enfoca en la destrucción de energía en todos los procesos del ciclo. Esta metodología permite estudiar las irreversibilidades que se producen en los diferentes componentes. Este análisis permite cuantificar dónde se encuentran las irreversibilidades más importantes del sistema para ayudar en su minimización.

La definición de exergía se expresa en Eq. (4), la destrucción de exergía en un proceso se deduce de la Ec. (5) y finalmente la eficiencia exergética se calcula con la Ec. (6).

$$ex = [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad \text{Eq.(4)}$$

$$\dot{E}x_Q = \sum_{out} \dot{m}_{out} ex_{out} + \dot{E}x_W + \dot{E}x_d \quad \text{Eq.(5)}$$

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,t}}{W_c} \quad \text{Eq.(6)}$$

4. RESULTADOS

La Figura 2 representa la evolución de los principales parámetros del ciclo EARC para diferentes temperaturas de evaporación en comparación con el sistema ARC.

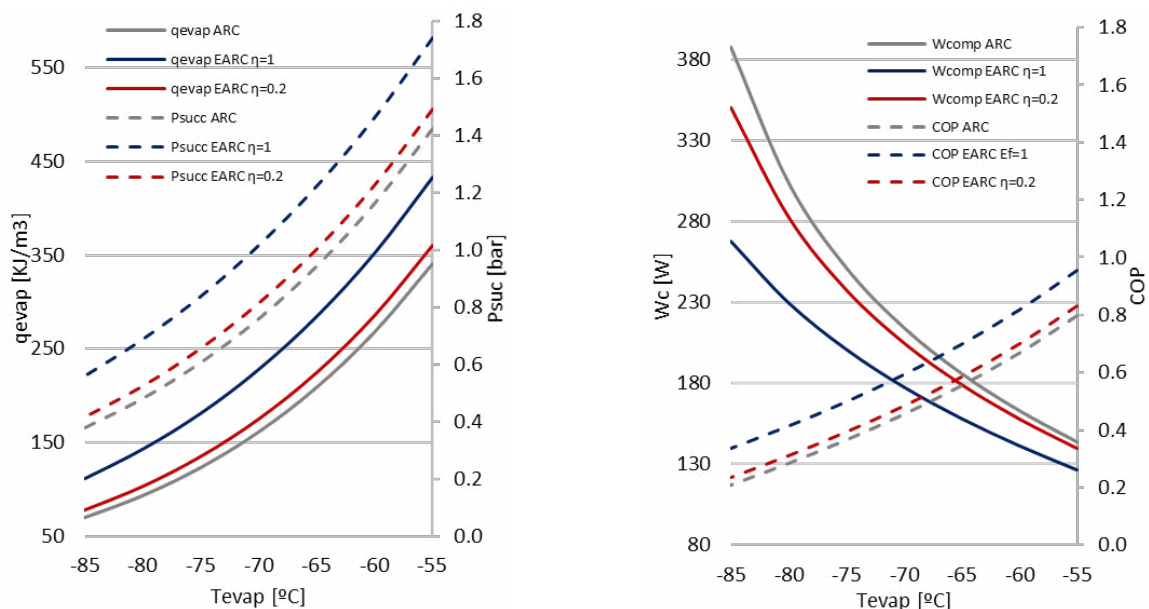


Figura 2. Evolución de qevap, Psucc, COP y Wc con la variación de Tevap.

Si se comparan los resultados obtenidos con una T_{evap} de -55 °C con los valores obtenidos cuando la temperatura de evaporación es de -85 °C, los resultados muestran que hay un incremento significativo en el trabajo del compresor en los sistemas analizados debido principalmente a que, al reducirse la temperatura de evaporación, el ratio de presiones aumenta en el compresor. Por otro lado, se puede observar que, al introducir el ejector ideal, se

obtiene una reducción del consumo mayor a menores temperaturas; el valor del consumo en EARC($\eta=1$) es un 12% menor que en el sistema ARC a -55°C y 31% menor a -85°C .

En cuanto a la presión de succión del compresor, la presencia del eyector hace que esta aumente significativamente y, gracias a esto, el sistema EARC mantiene valores por encima de 1 bar hasta una T_{evap} de -70°C , mientras que el ARC lo hace hasta -65°C . Este aumento en la presión de succión repercute directamente en un aumento de la capacidad frigorífica ya que se produce un aumento del flujo másico bombeado por el compresor al estar el refrigerante en la succión a una densidad mayor. Con ello, la capacidad volumétrica en el ciclo EARC muestra valores más altos que los obtenidos en el ARC, siendo un 60% mayor cuando T_{evap} es -85°C para el EARC ($\eta=1$).

En relación al COP, a medida que T_{evap} disminuye, se observa una reducción del COP, llegando a valores cercanos a 0.2 para ARC y 0.35 para EARC a -85°C . Esto significa que los sistemas EARC permiten un aumento del COP de alrededor de 60% respecto al ARC a -85°C .

La Figura 3 muestra el análisis exergético comparando la exergía destruida en cada uno de los componentes de los ciclos EARC y ARC a una T_{evap} de -85°C . En el ciclo ARC se ha agrupado la destrucción asociada a EEV2 y las pérdidas generadas por el proceso de mezcla después de dicha válvula para compararla equitativamente con las pérdidas en el eyector. Esto es debido a que, en este último, dichos procesos no se pueden estudiar de forma separada.

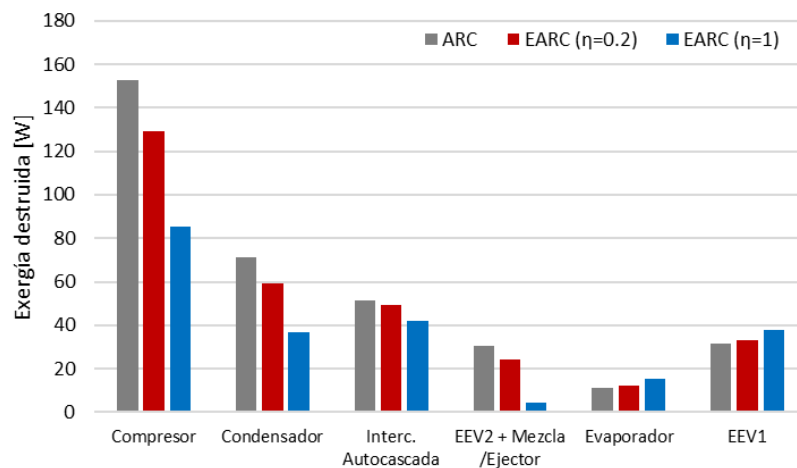


Figura 3. Destrucción de exergía en los diferentes componentes de los ciclos ARC y EARC con $T_{\text{evap}} = -85^{\circ}\text{C}$.

El principal resultado de la Figura 3 es la disminución potencial de la destrucción de exergía en el proceso de expansión cuando se utiliza un eyector con eficiencia unitaria, destacar que, a pesar de ser un proceso ideal aparece destrucción de exergía la cual está asociada a la mezcla de flujos. En cuanto a la compresión, el uso del eyector aumenta la presión de succión del compresor, haciendo que el trabajo necesario disminuya, reduciendo también la destrucción de exergía en este proceso. El condensador también muestra una reducción significativa, esto se debe a que la introducción del eyector hace que la temperatura de descarga también se reduzca, con lo que la exergía destruida se ve reducida.

El resto de los procesos se ven menos afectados por la introducción del eyector; el evaporador y EEV1 destruyen algo más de exergía con el eyector y ocurre lo contrario con el intercambiador de calor en cascada. Considerando todos los procesos, la destrucción total de exergía es de 221W para EARC con un eyector de eficiencia 1, 307 W con una eficiencia de 0,2 y 349 W para el ARC, lo que significa una reducción potencial del 36 % en el caso ideal.

La Figura 4 muestra la evolución de la eficiencia exergética y la exergía total destruida a medida que cambia T_{evap} .

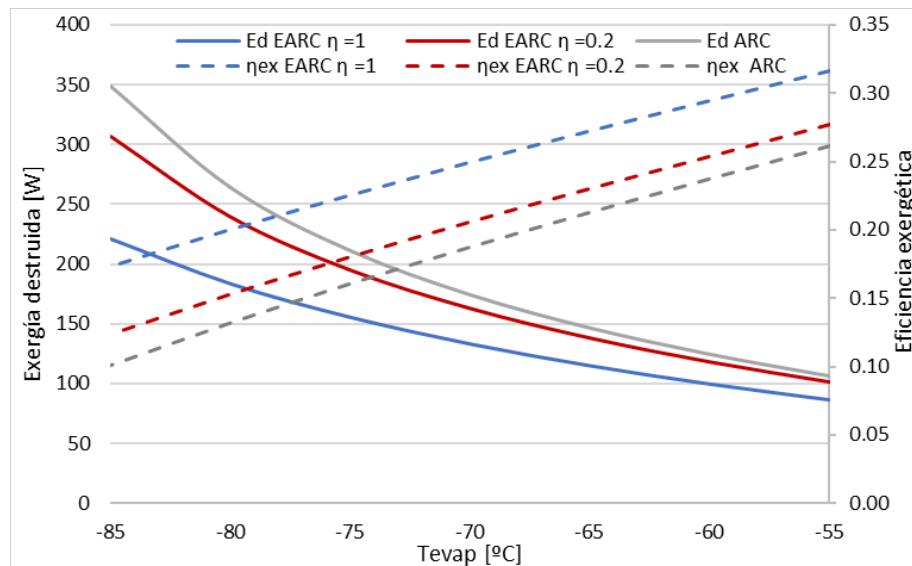


Figura 4. Evolución de la eficiencia exergética y exergía destruida mientras varía la Tevap.

La destrucción de exergía aumenta conforme la temperatura de evaporación disminuye y siempre es menor para las configuraciones con eyector. Además, se observa que la reducción de exergía destruida al introducir el eyector es significativamente mayor a bajas temperaturas (a -55°C la reducción es del orden de 20W mientras que a -85°C la reducción supera los 125W si comparamos el caso base con el eyector ideal). En cuanto a la eficiencia exergética, esta disminuye conforme las temperaturas se hacen más negativas para todas las tipologías. La mejora de la eficiencia exergética al introducir el eyector depende en menor medida de Tevap. Esto es debido a que, en la propia definición $E_c(6)$, se normaliza por el consumo y al introducir el eyector, aunque bajen las pérdidas, también baja el consumo del compresor.

5. CONCLUSIONES

Se ha estudiado la potencial mejora en el rendimiento de introducir un eyector en un ciclo de autocascada para ULT. En el análisis, se ha evaluado el desempeño de los ciclos cuando la temperatura de evaporación disminuye, y se han evaluado los ciclos EARC con eyector ideal y con un eyector con eficiencia del 20% (valor más próximo a la eficiencia de los eyectores reales).

- El EARC ($\eta=1$) reduce la destrucción de exergía en un 19 % respecto al ARC para una temperatura de evaporación de -55°C y en un 36 % cuando la temperatura disminuye a -85°C .
- La reducción de la destrucción de exergía se traduce en una mejora potencial del COP de casi un 20 % para una temperatura de evaporación de -55°C y 61 % a -85°C .
- El potencial de mejora del EARC aumenta al disminuir Tevap.
- los sistemas EARC tienen una temperatura de descarga isoentrópica significativamente menor que podría ampliar el rango de funcionamiento de los sistemas ARC.
- Cuando la eficiencia del eyector se reduce a valores reales (20 %) la mejora del COP para -55°C se reduce a un 4 % aproximadamente y a un 14% con una temperatura de -85°C .

Con esto se concluye que la introducción de un eyector podría presentar potencial de mejora en sistemas de ultra baja temperatura, este potencial es menor con valores de eficiencia comerciales, sin embargo, continúa siendo una mejora significativa mientras más baja es la temperatura. No obstante, aún se pueden estudiar aspectos como: la optimización de la composición de la mezcla, el control de la temperatura de descarga del compresor, el diseño del eyector para flujos bifásicos y la viabilidad económica del sistema.

NOMENCLATURA

COP	Coficiente de desempeño	Q	Calor (W)
ex	Exergía específica (KJ/Kg)	q	Capacidad volumétrica
h	Entalpía (J/g)	RP	Relación de presiones
m	Flujo másico (g/s)	T	Temperatura (°C)
η	Eficiencia	s	Entropía (J/g)
P	Presión (Pa)	W	Trabajo (W)

SUBÍNDICES

c	Compresor	succ	Succión
cond	Condensador	t	Total
d	Destrucción	is	Ientrópica
evap	evaporación		

6. REFERENCIAS

- [1] ASHRAE, *2010 ASHRAE Handbook of Refrigeration*, vol. 30329. 2010.
- [2] 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.
- [3] N. Johnson, J. Baltrusaitis, and W. L. Luyben, "Design and control of a cryogenic multi-stage compression refrigeration process," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 121, pp. 360–367, 2017, doi: 10.1016/j.cherd.2017.03.018.
- [4] G. Yan, H. Hu, and J. Yu, "Performance evaluation on an internal auto-cascade refrigeration cycle with mixture refrigerant R290/R600a," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, pp. 994–1000, Jan. 2015, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2014.10.063.
- [5] Q. Wang, D. H. Li, J. P. Wang, T. F. Sun, X. H. Han, and G. M. Chen, "Numerical investigations on the performance of a single-stage auto-cascade refrigerator operating with two vapor–liquid separators and environmentally benign binary refrigerants," *Appl. Energy*, vol. 112, pp. 949–955, Dec. 2013, doi: 10.1016/J.APENERGY.2013.01.081.
- [6] J. Sarkar, "Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems - A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 9, pp. 6647–6659, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.08.007.
- [7] G. Yan, J. Chen, and J. Yu, "Energy and exergy analysis of a new ejector enhanced auto-cascade refrigeration cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 509–517, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.07.087.
- [8] Y. Liu, H. Fu, and J. Yu, "Performance study of an enhanced ejector refrigeration cycle with flash tank economizer for low-grade heat utilization," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 140, pp. 43–50, Jul. 2018, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.05.038.
- [9] J. Liu, Y. Liu, J. Yu, and G. Yan, "Thermodynamic analysis of a novel ejector-enhanced auto-cascade refrigeration cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 200, no. September 2021, p. 117636, 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117636.
- [10] S. Elbel and P. Hrnjak, "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 3, pp. 411–422, May 2008, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2007.07.013.
- [11] E. W. Lemmon and O. M. McLinden, "NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties — REFPROP," Maryland, 2002.