



Avances en Ciencias y Técnicas del Frío - 11

Libro de actas XI Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío Cytef2022

Editores:

Antonio López Gómez

José Ramón García Cascales

Ginés Benito Martínez Hernández

Arturo Esnoz Nicuesa

Asunción Iguaz Gainza

Fernando Illán Gómez

Francisco Javier Sánchez Velasco

José Pablo Delgado Marín

Ramón Antonio Otón Martínez



CYTEF 2022



Universidad
Politécnica
de Cartagena

edicionesUPCT

AVANCES EN CIENCIAS Y TÉCNICAS DEL FRÍO-11

EDITADO POR

ANTONIO LÓPEZ GÓMEZ (IFSA)

JOSÉ RAMÓN GARCÍA CASCALES (MSTE)

GINÉS BENITO MARTÍNEZ HERNÁNDEZ (IFSA)

ARTURO ESNOZ NICUESA (IFSA)

ASUNCIÓN IGUAZ GAINZA (IFSA)

FERNANDO ILLÁN GÓMEZ (MSTE)

FRANCISCO JAVIER SÁNCHEZ VELASCO (MSTE)

JOSÉ PABLO DELGADO MARÍN (MSTE)

RAMÓN ANTONIO OTÓN MARTÍNEZ (MSTE)

Grupos de Investigación en Ingeniería del Frío y la Seguridad Alimentaria (IFSA), y en Modelado de Sistemas Térmicos y Energéticos (MSTE)
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Actas del XI Congreso Ibérico | IX Congreso Iberoamericano de Ciencias y
Técnicas del Frío - CYTEF 2022
Cartagena, España, 17-19 abril, 2022

© 2022, **Editores:** Antonio López Gómez, José Ramón García Cascales, Ginés Benito Martínez Hernández, Arturo Esnoz Nicuesa , Asunción Iguaz Gainza, Fernando Illán Gómez, Francisco Javier Sánchez Velasco, José Pablo Delgado Marín , Ramón Antonio Otón Martínez.

© 2022, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Plaza del Hospital, 1

30202 Cartagena

Teléfono: 968 325908

ediciones@upct.es

I.S.B.N.: 978-84-17853-55-6

Diseño y maquetación: Eventos en Plural.



Esta obra está bajo una licencia de Reconocimiento-No comercial-SinObraDerivada (by-nc-nd):
no se permite el uso comercial de la obra original ni la generación de obras derivada.
http://es.creativecommons.org/blog/wp-content/uploads/2013/04/by-nc-nd.eu_petit.png

MEJORA ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO EN PLANTAS DE REFRIGERACIÓN CON CO₂

Laura Nebot-Andrés, Daniel Calleja-Anta, Daniel Sánchez, Ramón Cabello, Manel Martínez-Ángeles y Rodrigo Llopis

Thermal Engineering Group, Mechanical Engineering and Construction Department, Jaume I University, Campus Riu Sec s/n, Castellón de la Plana, 12071, Spain.

Laura Nebot-Andrés
lnebot@uji.es

.....

Resumen: *El subenfriamiento se está popularizando en los últimos años como solución de mejora energética de los sistemas de refrigeración con CO₂. En concreto, los sistemas de subenfriamiento mecánico muestran un potencial de mejora muy prometedor. En este trabajo se estudia experimentalmente una planta de refrigeración comercial transcritical que trabaja con el subenfriamiento mecánico integrado y el subenfriamiento mecánico dedicado y su rendimiento se compara con la misma planta trabajando con compresor en paralelo, solución considerada como el estado del arte en la actualidad. La planta de laboratorio ha sido probada a tres temperaturas diferentes de cesión de calor: 25 °C, 30 °C y 35 °C, para un nivel de evaporación de -10°C. El grado de subenfriamiento y la presión del gas-cooler se han optimizado experimentalmente para lograr el máximo COP. Se estudia el comportamiento de estos tres sistemas, concluyendo cuál es el ciclo más conveniente para su aplicación.*

Palabras clave: CO₂, compresión paralela, estudio experimental, mejora energética, subenfriamiento mecánico dedicado, subenfriamiento mecánico integrado,

1. INTRODUCCIÓN

La creciente necesidad de mitigar el calentamiento global ha tenido un impacto importante en el mundo de la refrigeración, que en los últimos años, e impulsado por distintas normativas, como la F-Gas [1], ha dado un salto hacia el uso de refrigerantes menos nocivos y la mejora de los sistemas con el objetivo de reducir sus emisiones indirectas. En refrigeración comercial centralizada, el CO₂ es el único refrigerante que cumple con las limitaciones de GWP y que a su vez es seguro (A1 ASHRAE). Por el contrario, a pesar de ser un fluido que soluciona el problema de las emisiones directas, este refrigerante requiere de la mejora de las instalaciones para que sean lo suficientemente eficientes, y así evitar un exceso de emisiones indirectas.

La reducción del COP de los sistemas clásicos de CO₂ cuando la temperatura ambiente es elevada ha obligado a buscar soluciones para mejorar el rendimiento de estos sistemas. Aunque existen diferentes alternativas, el uso del compresor paralelo (PC) fue una de las primeras propuestas y ya se puede considerar como el sistema de referencia en los últimos años. Sarkar y Agrawal [2] optimizaron el ciclo transcritical de CO₂ con compresor paralelo en un estudio numérico y alcanzaron incrementos de COP de hasta 47,3 % con respecto al sistema base. El PC se ensayó experimentalmente sin optimizar la presión intermedia por Chesi et al. [3] porque se habían definido los límites de operación en un estudio teórico realizado previamente. Posteriormente, las presiones optimas de gas-cooler e intermedia fueron final-

mente determinadas de manera experimental [4].

En los últimos años se han desarrollado diversas líneas de investigación con el objetivo de seguir mejorando el rendimiento de estos sistemas. Una de estas líneas es el subenfriamiento mecánico [5], que permite subenfriar el CO₂ a la salida del gas-cooler. Este subenfriamiento mecánico puede ser dedicado (DMS), donde el ciclo de apoyo funciona con cualquier otro refrigerante, o integrado (IMS), cuando sólo utiliza CO₂. La propuesta de utilizar un sistema de subenfriamiento mecánico dedicado comenzó a ganar impulso cuando Llopis et al. [6] analizó de manera teórica el uso del DMS logrando incrementos en el COP y la capacidad frigorífica incluso sin optimizar el grado de subenfriamiento. Como resultado de este estudio, dicho sistema fue analizado experimentalmente, optimizando únicamente la presión de gas-cooler y se corroboraron las mejoras conseguidas [7]. Las condiciones óptimas de trabajo, presión del gas-cooler y grado de subenfriamiento, fueron determinadas experimentalmente por Nebot-Andrés et al. [8]. El uso de mezclas zeotrópicas para el ciclo DMS también han demostrado una mejora del rendimiento [9, 10].

Paralelamente, se propuso por primera vez el uso de IMS aplicado al CO₂ en la patente de Kantchev y Lesage [11] con el objetivo de potenciar el COP. Un análisis termodinámico del ciclo IMS permitió demostrar la necesidad de optimizar dicho sistema en términos de presión de gas-cooler y el grado de subenfriamiento [12], y posteriormente se determinaron experimentalmente dichos parámetros de operación [13].

Estos sistemas han demostrado tener un gran potencial y las mejoras teóricas obtenidas son significativas. Las mejoras energéticas teóricas que ofrecen los sistemas de subenfriamiento mecánico dedicado e integrado en booster de CO₂ para aplicaciones de supermercados en comparación con el booster con compresor paralelo alcanzan reducciones anuales de consumo energético de hasta un 5,1 % en climas cálidos [14]. Sin embargo, el rendimiento optimizado de estos sistemas nunca se ha comparado con el del ciclo de compresión en paralelo de forma experimental. El objetivo de este trabajo es comparar el rendimiento de los ciclos mecánicos de subenfriamiento frente al ciclo con compresión paralela en una instalación de laboratorio para diferentes niveles de cesión de calor (25,0 °C, 30,4 °C y 35,1 °C) y cuantificar experimentalmente las mejoras que se pueden alcanzar.

2. METODOLOGÍA

A continuación, se describe la planta de laboratorio en la que se han realizado los ensayos, la metodología seguida para la elaboración de los mismos y el proceso de localización de los puntos óptimos.

2.1. Instalación experimental

Los tres sistemas han sido testados en una misma instalación de ensayos, donde diferentes válvulas permiten probar cada configuración por separado, siendo los elementos principales comunes a los tres ciclos: evaporador, gas-cooler, sistema de expansión y compresor principal. El compresor principal es un compresor semihermético con una cilindrada de 3,48 m³·h⁻¹ a 1450 rpm y una potencia nominal de 4 kW. La expansión se realiza mediante un sistema de doble etapa, compuesto por una válvula de expansión electrónica (Back-Pressure) que controla la presión del gas-cooler, un depósito de líquido y una válvula de expansión electrónica, que controla el proceso de evaporación. El evaporador y el gas-cooler son intercambiadores de placas soldadas con una superficie de intercambio de 4,794 m² y 1,224 m², respectivamente.

En los ciclos auxiliares, PC e IMS utilizan el mismo compresor, un semihermético de velocidad variable con cilindrada de 1,12 m³·h⁻¹ a 1450 rpm y el compresor del ciclo DMS es un semihermético con cilindrada de 4,06 m³·h⁻¹ a 1450 rpm, también de velocidad variable.

Los subcoolers son intercambiadores de placas soldadas con una superficie de intercambio de 0,850 m² (IMS) y 0,576 m² (DMS). La instalación experimental se muestra en la Figura 1.

La disipación de calor en el gas-cooler y el condensador DMS se realiza con un bucle de agua, a temperatura y caudal másico fijos. El evaporador se alimenta con otro circuito, trabajando con una mezcla de propilenglicol-agua (60 % en volumen) que permite una temperatura de entrada constante en el evaporador.

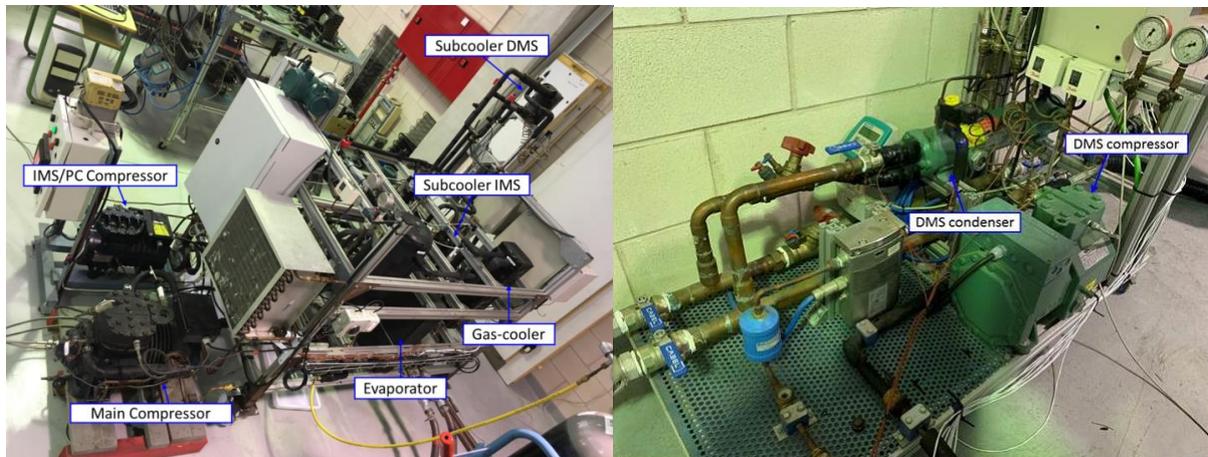


Figura 1. Instalación experimental.

2.2. Metodología de ensayo

La instalación experimental está provista de termopares tipo T situados a lo largo de todo el ciclo, sondas de presión, caudalímetros coriolis y wattímetros que permiten conocer el consumo de los compresores. A su vez, los bucles de fluido secundario están provistos de termopares a la entrada y salida de los intercambiadores y caudalímetros volumétricos. La instalación se monitoriza en tiempo real y los ensayos se realizan en condiciones estacionarias, tomando datos cada 5 segundos durante como mínimo 10 min. Cada uno de los puntos se obtiene como el promedio de los puntos obtenidos durante el tiempo que ha durado el ensayo.

La condiciones de ensayo son:

- Tres temperaturas de cesión de calor: 25 °C, 30 °C y 35 °C. Dichas temperaturas corresponden a la temperatura de entrada del agua en gas-cooler (y en el condensador del DMS). La temperatura y el caudal de agua se mantienen fijos durante todo el ensayo.
- Una condición de evaporación. La temperatura de la mezcla propilenglicol – agua se mantiene constante a lo largo de todos los ensayos (3.8 °C) al igual que su caudal.
- El compresor principal opera a velocidad nominal mientras que la velocidad de los compresores auxiliares se varía en cada ensayo, para estudiar su influencia y buscar el valor que maximice el COP.
- La válvula Back-Pressure se regula con un controlador PID para conseguir la presión deseada en cada ensayo y mantenerla fija a lo largo del mismo.
- Las propiedades termofísicas de cada punto se han obtenido con Refprop v.9.1.

2.3. Optimización

Para cada condición ensayada (temperaturas de entrada de agua y de propilenglicol fijas) se ensayan varios valores de presión en gas-cooler y velocidad de giro del compresor auxiliar. Esto permite dibujar un mapa de puntos en el cual podemos observar la evolución del COP, que depende de estos dos valores. El mapa de color, un ejemplo del cual se presenta en la Figura 2, permite observar la tendencia del COP y modificar la presión y la velocidad de giro para obtener valores de COP mayores y así encontrar el valor máximo, que correspondería el punto óptimo de operación.

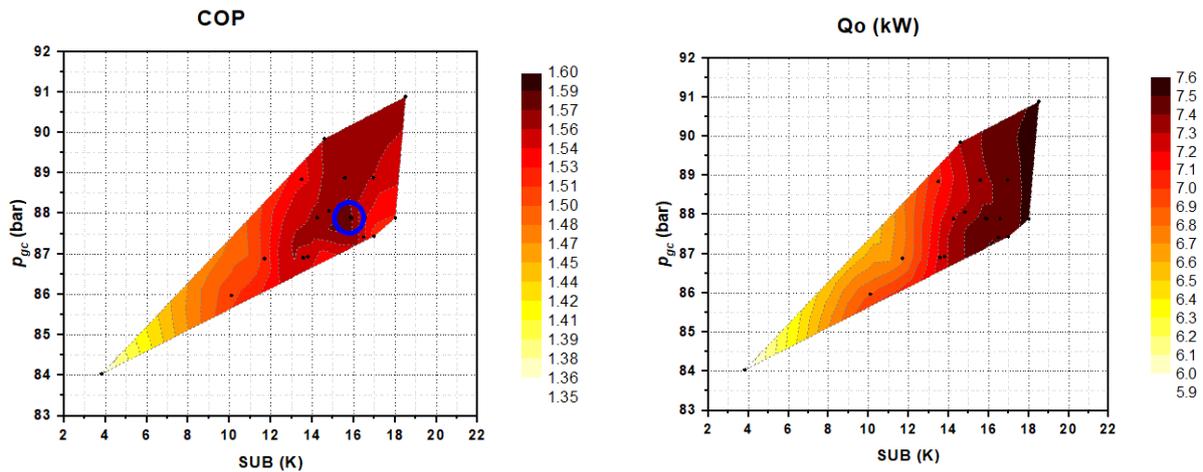


Figura 2. COP y capacidad frigorífica del sistema con IMS a 35 °C de temperatura de entrada al gas-cooler en función de la presión de gas-cooler y del grado de subenfriamiento. El punto que corresponde al máximo COP está marcado en azul.

Los datos presentados a partir de esta sección corresponden a los datos óptimos, es decir, operando en aquellos valores de presión y velocidad de giro del compresor auxiliar para los cuales el COP es máximo.

3. RESULTADOS

En este apartado se presentan los principales resultados del estudio experimental: potencia frigorífica, COP y mejora del rendimiento.

3.1. Potencia frigorífica

La potencia frigorífica, calculada como el producto entre el caudal que trasiega el evaporador y el salto entálpico entre entrada y salida del mismo (Eq.(1)) se presenta en la Figura 3. La entalpía a la entrada del evaporador se calcula con la presión y la temperatura a la salida del subcooler para los ciclos DMS e IMS (Eq. (2)) y como función de la presión en depósito y líquido saturado para la configuración PC (Eq.(3)).

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_0 \cdot (h_{0,out} - h_{0,in}) \tag{1}$$

$$h_{0,in} = f(P_{MS,out}, T_{MS,out}) \tag{2}$$

$$h_{0,in} = f(P_{tank}, x = 0) \tag{3}$$

La Figura 3 muestra los valores de potencia frigorífica medidos en cada uno de los ensayos. Hay que remarcar que estos valores corresponden a los puntos donde el COP es máximo. Se observa que el ciclo con compresión paralela el que proporciona mayor capacidad frigorífica, pero la capacidad del DMS e IMS no son mucho menores. Se puede observar como la capacidad frigorífica del IMS es prácticamente la misma que la del PC y es la capacidad frigorífica del ciclo DMS la que es ligeramente inferior para las condiciones evaluadas, un 4,1 % inferior de media. Cabe destacar que los tres ciclos tienen la posibilidad de adaptar la capacidad frigorífica en función de las necesidades de cada aplicación simplemente variando la velocidad de giro del compresor auxiliar. Los valores oscilan alrededor entre los 8,4 kW y 9,0 kW para las temperaturas más bajas y sobre los 7,6 kW para la temperatura de agua de 35,0 °C.

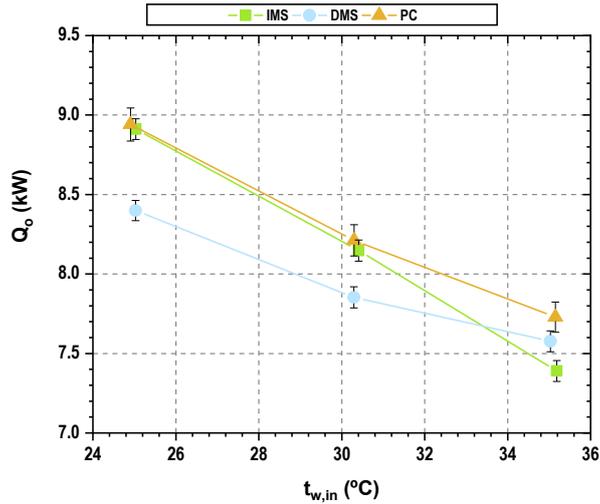


Figura 3. Capacidad frigorífica de los tres sistemas ensayados para cada una de las temperaturas de entrada de agua.

3.2. COP y mejora energética

El COP de los sistemas se calcula como se muestra en la ecuación (4), considerando el consumo de energía del compresor principal y del auxiliar.

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C_{main}} + P_{C_{aux}}} \quad (3)$$

Los valores COP medidos para cada condición en los tres ciclos se presentan en la Figura 4. Como se puede observar, los COP más bajos se obtienen para el ciclo con compresor paralelo, siendo el ciclo con DMS el de mayor rendimiento en todas las temperaturas evaluadas. Los incrementos en COP obtenidos por los ciclos con subenfriamiento mecánico en comparación con el ciclo con PC se presentan en la Figura 4 (dcha.). Los incrementos obtenidos por el IMS son de 4,1 % a 25,0 °C, 7,2 % a 30,4 °C y 9,5 % a 35,1 °C. En cuanto a las mejoras conseguidas con el DMS, son superiores y son del 7,8 %, 13,7 % y 17,5 % respectivamente.

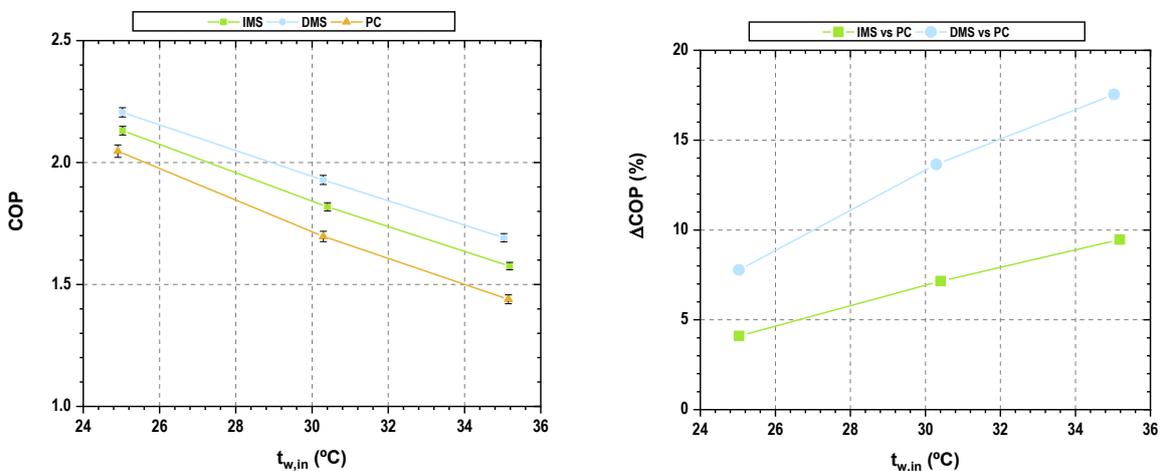


Figura 4. Evolución del COP máximo para condiciones óptimas en función de la temperatura del agua de entrada (izq.) e incrementos de COP con respecto al ciclo con compresión en paralelo (dcha.).

3.4. Parámetros óptimos de operación

Tal y como se ha presentado en las secciones anteriores, existe un COP máximo para cada condición de temperatura externa, y este valor depende de la presión de gas-cooler y del grado de subenfriamiento (para los ciclos de subenfriamiento) y de la presión intermedia (para el ciclo con PC). En la Tabla 1 se presentan las condiciones de operación, el COP obtenido y la potencia frigorífica conseguida para cada uno de los puntos óptimos. Como puede verse, las presiones óptimas para el DMS y el IMS son bastante similares, mientras que las presiones óptimas de la PC son significativamente más altas. Esta diferencia en la presión óptima del gas-cooler está provocada por el subenfriamiento del CO₂ ya que permite reducir la presión óptima de trabajo [6]. Comparando las presiones óptimas, el sistema DMS permite una reducción de la presión óptima de 2,7 bar para 25,0 °C, 8,2 bar para 30,4 °C y 9,2 bar para 35,1 °C. El IMS alcanza reducciones de 2,9 bar, 6,3 bar y 11,2 bar respectivamente.

Tabla 1. Condiciones óptimas y parámetros energéticos principales de los puntos óptimos obtenidos para cada ensayo.

Ciclo	T _{w,in} (°C)	p _{gc,o} (bar)	SUB (K) / P _i (bar)	Q _o (kW)	COP(-)
IMS	25,0	74,7	16,1	8,9	2,13
	30,4	81,9	15,1	8,2	1,82
	35,2	87,9	14,4	7,4	1,58
DMS	25,0	74,9	12,3	8,4	2,21
	30,3	79,9	12,6	7,9	1,93
	35,0	89,9	13,7	7,6	1,69
PC	24,9	77,6	46,8	9,0	2,05
	30,3	88,1	49,8	8,2	1,70
	35,2	99,1	51,6	7,7	1,44

En los sistemas de subenfriamiento se deben optimizar parámetros distintos a los del ciclo PC, por lo que no se pueden comparar directamente. En el sistema PC, la presión intermedia debe optimizarse ajustando la velocidad de rotación del compresor auxiliar. La reducción de esta presión permite incrementar la capacidad frigorífica específica pero también conlleva un aumento de la relación de compresión. Como se puede observar en la Tabla 1, esta presión es mayor cuanto mayor es el nivel de cesión de calor. Para los sistemas de subenfriamiento mecánico, ambos optimizan el grado de subenfriamiento. Como se puede observar en la Tabla 1, los grados óptimos de subenfriamiento son mayores para el IMS.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se presenta la comparación experimental de una planta de refrigeración transcritical de CO₂ que trabaja con compresión paralela (PC), subenfriamiento mecánico dedicado (DMS) y subenfriamiento mecánico integrado (IMS). Los ensayos experimentales mostraron incrementos en COP de 4,1 % a 25,0 °C, 7,2 % a 30,4 °C y 9,5 % a 35,1 °C gracias al uso del IMS y de 7,8 %, 13,7 % y 17,5 % respectivamente al usar el DMS en comparación con el PC. Ambos sistemas de subenfriamiento mecánico permiten trabajar a presiones de gas-cooler inferiores a las óptimas del ciclo con compresión paralela, hecho que también beneficia a estos sistemas.

La importancia de este trabajo es la cuantificación experimental de las mejoras que introducen los ciclos de subenfriamiento mecánico respecto al ciclo con compresión paralela ya que realmente demuestra el potencial de estas soluciones para su aplicación.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades (España) proyecto RTI2018- 093501-B-C21, al Ministerio de Educación, Cultura y Deporte (España), beca

FPU16/00151 y a la Universidad Jaume I (España), proyecto UJI-B2021-10 por la financiación de este trabajo de investigación.

REFERENCIAS

1. European Commission, *Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006*. 2014.
2. Sarkar, J. and N. Agrawal, *Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization*. International Journal of Thermal Sciences, 2010. 49(5): p. 838-843.
3. Chesi, A., et al., *Experimental analysis of R744 parallel compression cycle*. Applied Energy, 2014. 135: p. 274-285.
4. Nebot-Andrés, L., et al., *Experimental determination of the optimum intermediate and gas-cooler pressures of a commercial transcritical CO₂ refrigeration plant with parallel compression*. Applied Thermal Engineering, 2021. 189.
5. Llopis, R., et al., *Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles: A review*. International Journal of Refrigeration, 2018. 93: p. 85-107.
6. Llopis, R., et al., *Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling*. International Journal of Refrigeration, 2015. 55(0): p. 129-141.
7. Llopis, R., et al., *Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling*. International Journal of Refrigeration, 2016. 69: p. 361-368.
8. Nebot-Andrés, L., et al., *Experimental determination of the optimum working conditions of a commercial transcritical CO₂ refrigeration plant with a R-152a dedicated mechanical subcooling*. International Journal of Refrigeration, 2021. 121: p. 258-268.
9. Dai, B., et al., *Energetic performance of transcritical CO₂ refrigeration cycles with mechanical subcooling using zeotropic mixture as refrigerant*. Energy, 2018. 150: p. 205-221.
10. Llopis, R., et al., *Experimental evaluation of zeotropic refrigerants in a dedicated mechanical subcooling system in a CO₂ cycle*. International Journal of Refrigeration, 2021. 128: p. 287-298.
11. Lesage, G. and J. Kantchev, *Mechanical subcooling of transcritical R-744 refrigeration systems with heat pump heat reclaim and floating head pressure*. 2013, Google Patents.
12. Cecchinato, L., et al., *Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles*. International Journal of Refrigeration, 2009. 32(5): p. 1058-1067.
13. Nebot-Andrés, L., et al., *Thermodynamic analysis of a CO₂ refrigeration cycle with integrated mechanical subcooling*. Energies, 2019. 13(1).
14. Nebot-Andrés, L., et al., *Experimental determination of the optimum working conditions of a transcritical CO₂ refrigeration plant with integrated mechanical subcooling*. International Journal of Refrigeration, 2020. 113: p. 266-275.
15. Catalán-Gil, J., et al., *Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications*. International Journal of Refrigeration, 2019.